



Автономная некоммерческая профессиональная образовательная организация
«МЕЖДУНАРОДНЫЙ ВОСТОЧНО-ЕВРОПЕЙСКИЙ КОЛЛЕДЖ»

Пушкинская ул., д. 268, 426008, г. Ижевск. Тел.: (3412) 77-68-24. E-mail: mveu@mveu.ru, www.mveu.ru
ИНН 1831200089. ОГРН 1201800020641

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

по выполнению практических и лабораторных работ

при изучении профессионального модуля

ПМ 01. Обслуживание и эксплуатация технологического оборудования

для специальности

21.02.03 «Сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и
газонефтехранилищ»

Ижевск 2022 г.

ВВЕДЕНИЕ

В методических указаниях представлен материал по выполнению практических и лабораторных работ МДК.01.01. «Технологическое оборудование газонефтепроводов и газонефтехранилищ» по программе учебной дисциплины «Основы гидравлики и термодинамики»

Выполнение практических и лабораторных работ позволяет решить комплекс дидактических задач, обеспечить научность изучения общепрофессиональной «Основы гидравлики и термодинамики», целостность восприятия изучаемых тем, сформировать необходимые аналитические и практические умения.

В методических указаниях приводятся задания для выполнения практических работ, алгоритм решения задач, критерии оценки выполнения контрольной работы, перечень вопросов для самостоятельного изучения, список источников для получения необходимой информации.

Данные методические указания предназначены для студентам, изучающих методы определения КПД замкнутого цикла, массы рабочего тела, применения формул и законов гидравлики и термодинамики при решении задач и приобретения навыков работы со справочной и учебно-методической литературой, анализа полученных данных, что позволяет сформировать общие компетенции:

- ОК 1 Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес;
- ОК 2 Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество;
- 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 8 Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ И ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Выполненные практические и лабораторные работы сдаются методисту или секретарю техникума под роспись в журнале регистрации практических и лабораторных работ.

При выполнении практических и лабораторных работы необходимо руководствоваться следующими положениями:

- 1) выписывать задание контрольных вопросов;
- 2) ответ на теоретический вопрос должен освещать суть проблемы, объем ответа должен быть не более 2-3 страниц; ответ должен быть кратким, лаконичным, но содержательным и технически грамотным. Для пояснения ответов приводятся таблицы, диаграммы и графики.
- 3) при проведении расчетов сначала выписываются основные расчетные формулы в общем виде с пояснениями входящих в них величин, после чего производится расчет с указанием единиц измерения полученного результата в системе «СИ»; в задаче должен быть указан ответ;
- 4) оформление практических и лабораторных работ допускается в рукописном (в тетради с отведением полей для заметок рецензента) или в печатном варианте на листах формата А4 (размером 210 * 297 мм). Текст работы должен иметь поля по 20 мм с каждой стороны. Шрифт – Times New Roman 14 кеглем с полуторным междустрочным интервалом. Нумерация страниц производится внизу листа посередине.
- 5) в конце работы необходимо представлять список используемых источников, а по ходу выполнения работы давать ссылки на литературу с указанием страниц.

**МДК.01.01. «Технологическое оборудование газонефтепроводов и
газонефтехранилищ»**

по разделу 1 «Основы гидравлики и термодинамики»

**Практическая работа №1 «Решение задач на расчет плотности и
температурного расширения жидкости» по теме «Физические свойства
жидкости»**

Задача № 1.

Вязкость нефти, определенная по вискозиметру Энглера, составляет 8,5 °Е. Определить динамическую вязкость нефти, если ее плотность $\rho = 850$ кг/м³.

Методические указания по выполнению практической работы:

Находим кинематическую вязкость по формуле Убеллоде:

$$\nu = \left(0,0731 \cdot {}^{\circ}\text{Е} - \frac{0,0631}{{}^{\circ}\text{Е}} \right) 10^{-4},$$

находим динамическую вязкость нефти

$$\mu = \nu \cdot \rho, \text{ Па}\cdot\text{с}$$

Задача № 2.

При испытании прочности баллона он был заполнен водой при давлении 60 кгс/см². Через некоторое время в результате утечки части воды через неплотности давление в баллоне снизилось вдвое. Диаметр баллона 350 мм, высота 1200 мм. Определить объем воды, вытекший при испытании.

Методические указания по выполнению практической работы:

При увеличении давления жидкость сжимается. Сжимаемость жидкости характеризуется коэффициентом сжимаемости (объемного сжатия) β_v , представляющим собой относительное изменение объема жидкости ($\Delta V/V$) при изменении давления на 1 Па

$$\beta_v = - (1/V) \cdot (\Delta V/\Delta p),$$

где β_v – коэффициент объемного сжатия (сжимаемости), Па;

V – первоначальный объем жидкости, Δp ;

ΔV – изменение этого объема при повышении давления на величину Δp , м³. Знак минус указывает на уменьшение объема при возрастании давления;

Δp – изменение давления, Па.

Так как баллон негерметичен, то при создании давления в нем часть жидкости в количестве ΔV вытекает, а давление снизится от p_1 до p_2 .

$$\Delta V = -\beta_v \cdot V \cdot \Delta p, \text{ м}^3$$

Коэффициент объемного сжатия воды $\beta_v = 4,75 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$

Первоначальный объем воды равен объему баллона, то есть объему цилиндра

$$V = (\pi \cdot D^2/4) \cdot H, \text{ м}^3$$

Так как давление в сосуде снизилось вдвое, то в конце испытания давление p_2 равно

$$p_2 = p_1/2, \text{ Па}$$

Тогда разность давлений

$$\Delta p = p_1 - p_2, \text{ Па}$$

Определяем ΔV , м³

Практическая работа №2 «Решение задач на законы гидростатики» по теме «Гидростатика»

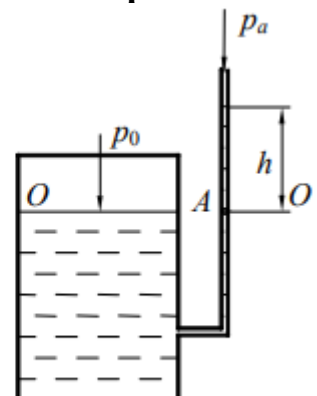
Задача № 1.

Найти давление на свободной поверхности воды p_0 в замкнутом резервуаре, если уровень жидкости в открытом пьезометре выше уровня жидкости в резервуаре на $h=2,0$ м.

Методические указания по выполнению практической работы:

Из основного уравнения гидростатики следует, что давление в точках, находящихся на одном уровне, одинаково. Значит, абсолютное гидростатическое давление в точке A равно давлению на свободной поверхности воды в данном резервуаре. Тогда можно записать:

$$p_0 = p_a + \rho gh \quad \text{Па}$$



Задача № 2.

Медный шар $d = 100$ мм весит в воздухе 45,7 Н, а при погружении в жидкость 40,6 Н. Определить плотность жидкости.

Методические указания по решению задачи:

Определяем вес G и объем V вытесненной жидкости

$$G = G_{\text{в}} - G_{\text{ж}}, \text{ Н.}$$

$$C = p_0 + \rho g z_0$$

находим плотность жидкости

$$G = \rho g V;$$

$$\rho = \frac{G}{gV}, \text{ кг/м}^3$$

Практическая работа №3 «Построение эпюр гидростатического давления» по теме «Гидростатика»

Рассмотрим случай определения гидростатического давления на плоскую вертикальную стенку AB , шириной CB , на которую давит жидкость с плотностью ρ и высотой h (рисунок 3.1).

Для этого воспользуемся основным уравнением гидростатики

$$P_{\text{абс}} = \rho q h + P_a$$

Это уравнение гидростатического давления по глубине и является уравнением прямой.

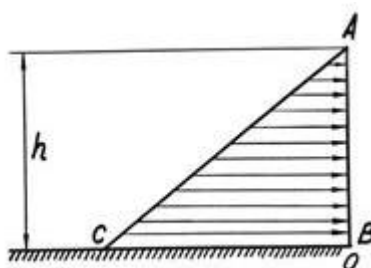


Рисунок 3.1

Следовательно, для построения эпюры гидростатического давления, действующего на стенку, необходимо знать две точки: гидростатическое давление на поверхность жидкости и у дна резервуара.

Избыточное давление на поверхности жидкости равно нулю, т.к.

$$P_{\text{абс}} = P_a$$

У дна резервуара избыточное давление

$$P_{\text{изб}} = \rho q h$$

Приняв за начало координат точку 0 и отложив в выбранном масштабе из точки 0 величину

$$P_{\text{изб}} = \rho q h$$

перпендикулярно стенке AB (согласно первому свойству гидростатического давления) соединяем полученную точку C с точкой A

прямой линией. Треугольник ABC называют эпюрой избыточного давления на плоскую вертикальную стенку.

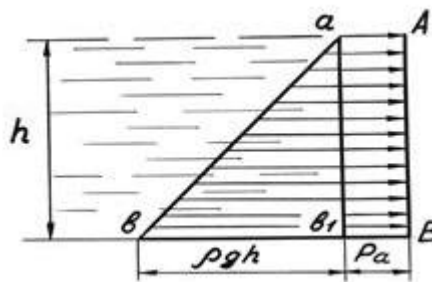


Рисунок 3.2

Эпюра абсолютного гидростатического давления на стенку AB изобразится трапецией $AabV$ (рисунок 3.2), состоящей из прямоугольника Aav_1B , ширина которого Aa и Bv_1 , выраженная в масштабе, представляет собой атмосферное давление и треугольника $авв_1$, представляющего характер изменения избыточного давления ρqh по глубине резервуара, выраженного в том же масштабе, что и атмосферное давление.

Так как атмосферное давление оказывает воздействие на открытую свободную поверхность жидкости и на стенки сосуда (резервуара) с внешней стороны, то действие его уравнивается. Поэтому в технических расчетах чаще всего определяют избыточное гидростатическое давление

$$P_{изб} = \rho qh$$

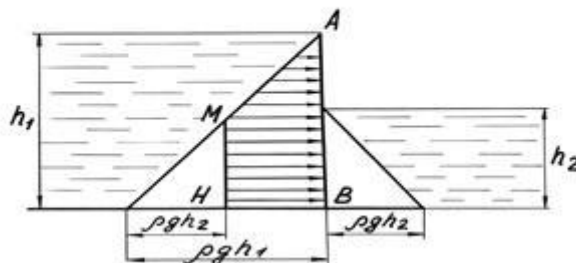


Рисунок 3.3

Рассмотрим эпюру избыточного гидростатического давления для вертикальной плоскости AB , подверженной действию жидкости с двух сторон (рисунок 3.3).

В данном случае на стенку AB будут действовать параллельные и противоположно направленные силы гидростатического давления.

Поэтому силы, действующие справа налево, будут вычитаться из сил, действующих слева направо.

Получающаяся в результате эпюра представляет собой вертикальную трапецию.

Эпюра гидростатического давления на горизонтальное плоское днище резервуара представляет собой вертикальный прямоугольник (рисунок 3.4),

так как при постоянной глубине избыточное гидростатическое давление на днище является постоянным.

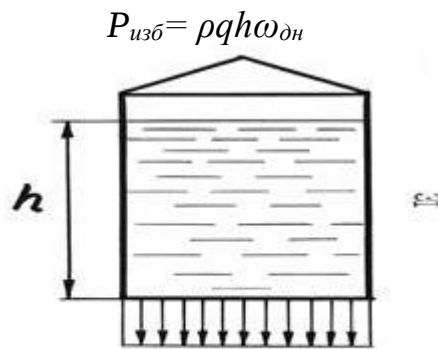


Рисунок 3.4

В случае, когда сосуд имеет наклонную стенку, составляющую с горизонтальной плоскостью некоторый угол α , эпюра избыточного гидростатического давления представляет собой прямоугольный треугольник (рис.3.5) AbB , в котором отрезки, изображающие давления, наклонены к горизонтальной плоскости под углом 90° .

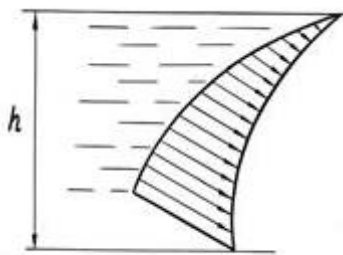


Рисунок 3.5

На рисунке 3.6 изображены три сосуда различной формы, заполненные одинаковой жидкостью на одинаковую высоту h и во всех трёх сосудах площадь дна одинакова.

В каком сосуде будет больше сила гидростатического давления на дно сосуда?

В лекции отмечалось, что, если стенка расположена горизонтально, т.е. представляет собой не боковую стенку, а горизонтальное дно резервуара, то суммарное давление на дно резервуара определится по формуле

$$P_{изб} = \rho gh\omega$$

где h —глубина жидкости в резервуаре.

Следовательно, давление на дно резервуара (сосуда) зависит не от формы объёма жидкости в нём, а только от площади дна и глубины жидкости в сосуде. Поэтому для сосудов разной формы (рисунок 3.6), заполненных одной и той же жидкостью до одного и того же уровня h и имеющих одинаковую площадь дна, сила полного гидростатического давления на дно будет одинакова.

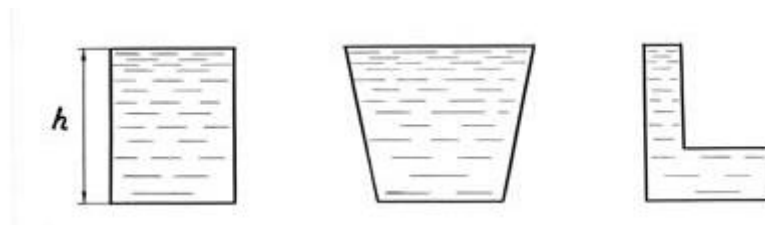


Рисунок 3.6

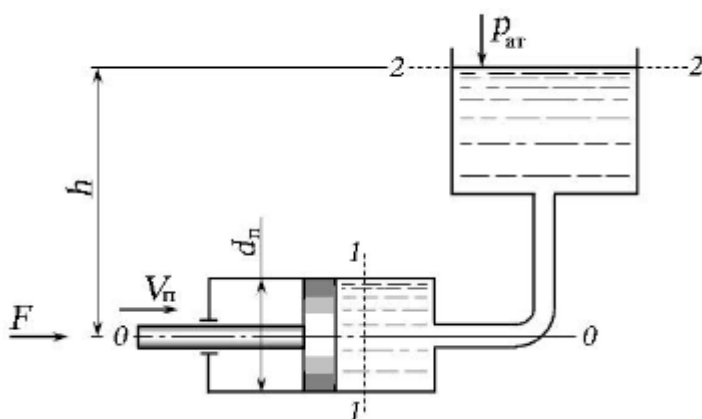
Это явление известно под названием гидростатического парадокса.

Оно было впервые открыто итальянским физиком Галлилеем (1564-1642гг.) Это явление также известно как второй закон французского физика Паскаля (1623-1662гг.).

Практическая работа №4 «Практическое применение уравнений гидродинамики» по теме «Гидродинамика»

Задача № 1.

Поршень диаметром $d_{\text{п}} = 8$ см перемещается со скоростью $V_{\text{п}}$ под действием силы $F = 0,4$ кН. Жидкость плотностью $\rho = 870$ кг/м³ под действием поршня из правой части гидроцилиндра перемещается в бак, открытый в атмосферу. Определить скорость перемещения поршня $V_{\text{п}}$, если высота $h = 9,4$ м.



Методические указания по выполнению практической работы:

Плоскость сечения $0 - 0$ выбираем по оси гидроцилиндра. Сечение $1 - 1$ выбираем по живому сечению жидкости в гидроцилиндре, причём параметры уравнения, относящиеся к этому сечению, относятся к центру тяжести сечения. Сечение $2 - 2$ выбираем по свободной поверхности жидкости, где давление - только атмосферное (избыточное $p_{\text{изб}} = 0$), скорость жидкости $V_2 \approx 0$. Составим уравнение Бернулли, где давление будем учитывать в избыточной системе отсчёта.

Для сечения 1 - 1:

- геометрическая высота $z_1 = 0$, так как центр тяжести сечения совпадает с плоскостью сравнения;

- избыточное давление создаётся силой $F = p_1 S_n$, откуда

$$p_1 = \frac{F}{S_n} = \frac{4 F}{\pi d_n^2}, \text{ кПа};$$

- жидкость в сечении движется с той же скоростью, что и поршень ($V_1 = V_n$), поэтому скоростной напор запишем как $\frac{V_n^2}{2g}$.

Для сечения 2 - 2:

- геометрическая высота $z_2 = h$;

- избыточное давление $p_2 = 0$;

- скорость $V_2 = 0$.

Составим уравнение Бернулли:

$$0 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_n^2}{2g} = h + 0 + 0, \text{ откуда}$$

$$V_n = \sqrt{2g h - \frac{2p_1}{\rho}}, \text{ м/с.}$$

Практическая работа № 5 «Измерение скорости и расхода жидкости» по теме «Гидродинамика»

Цель работы: ознакомиться с техникой измерения расхода жидкостей, газов и пара.

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Наиболее простыми и достаточно точными способами измерения расхода жидкости, которыми обычно пользуются для тарировки приборов, измеряющих скорость и расход, являются объемный и весовой способы.

При объемном способе жидкость из трубопровода или другого аппарата поступает в тщательно протарированный резервуар (мерную емкость), при этом фиксируется время его наполнения.

Объемный расход в единицу времени будет равен объему резервуара V , деленному на время его наполнения t :

$$Q_0 = \frac{V}{t}.$$

При весовом способе взвешивают втекающую в резервуар жидкость G за время t . Отношение G/t представляет собой весовой расход жидкости в единицу времени, а отношение Q_m – массовый расход в единицу времени.

Объемный расход Q_0 и массовый расход Q_m выражают в следующих единицах: кубический метр в секунду – $\text{м}^3/\text{с}$, кубический метр в час – $\text{м}^3/\text{час}$, литр в час – $\text{л}/\text{ч}$, килограмм в секунду – $\text{кг}/\text{с}$, килограмм в час – $\text{кг}/\text{ч}$, тонн в час – $\text{т}/\text{ч}$ соответственно. Допускаются единицы, выраженные в объеме или массе, отнесенные к минуте.

Для получения сравнимых результатов измерений расход газа, выраженный в единицах объема, приводит к нормальным условиям. При промышленных измерениях нормальными условиями приняты температура $t_n = 20^\circ\text{C}$, давление $p_n = 101325 \text{ Па}$, относительная влажность $\phi = 0$ (ГОСТ 2939-63). В этом случае объемный расход газа, обозначенный через Q_n , выражают в $\text{м}^3/\text{ч}$.

Прибор, измеряющий расход вещества, проходящего через данное сечение трубопровода в единицу времени, называется расходомером. Если прибор имеет интегрирующее устройство со счетчиком и служит для одновременного измерения и количества вещества, то его называют расходомером со счетчиком.

Для измерения расходов газа через трубопроводы наиболее широкое распространение получили мерные сопла или мерные диафрагмы (шайбы). Им будет ниже уделено основное внимание.

Расходомеры, непосредственно показывающие количество протекшей воды или газа, в большинстве своем основаны на восприятии измерительным

элементом (поплавок, диск, лопасть и т.п.) динамического давления потока и перемещения этого элемента в зависимости от величины расхода жидкости или газа. Тело, обтекаемое потоком, испытывает как воздействие динамического давления, так и разности статических, возникающих с обеих сторон тела. При изменении скорости или расхода это приводит к перемещению тела (обычно прямолинейному) или повороту его вокруг точки оси подвеса. В различного типа ротаметрах и других устройствах величина этого перемещения или поворота и является мерой величины расхода. Погрешность измерений таких приборов лежит в пределах 1.5-4% от предела измерений.

Большое распространение в последние годы для измерений расходов жидкостей получили тахометрические расходомеры с крыльчатыми преобразователями. Они имеют большой диапазон измерений ($Q_{\max}/Q_{\min} = 10$ и выше), обладают относительно малой погрешностью (1-2% от предела шкалы) и малоинерционны.

С некоторыми из конструкций расходомерных устройств, в том числе и оригинальных, которые могут быть использованы в народном хозяйстве, при измерениях расходов жидкостей, газов и сыпучих сред, можно ознакомиться по дополнительной литературе [1-6].

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ГРАДУИРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИННЫХ РАСХОДОМЕРОВ

Чувствительным элементом турбинных расходомеров является крыльчатка, ось которой параллельна направлению движения потока.

В результате силового взаимодействия лопастей крыльчатки с потоком жидкости крыльчатке передается заключенная в потоке энергия, вследствие чего крыльчатка вращается с оборотами, пропорциональными скорости входа потока жидкости на лопасти крыльчатки.

Обороты крыльчатки посредством синхронного магнитоэлектрического генератора преобразуются в электрический сигнал, частота которого пропорциональна измеряемому расходу жидкости.

При вращении постоянного магнита (ротора) в катушках статора наводится ЭДС, частота которой пропорциональна числу пар полюсов ротора:

$$f = pn,$$

где n – число оборотов ротора или крыльчатки, пропорциональное скорости потока жидкости; p – число пар полюсов ротора.

Характеристикой прибора является зависимость частоты выходного сигнала от расхода жидкости:

$$f = B(Q),$$

где f – частота выходного сигнала, Q – расход жидкости.

Основными градуировочными характеристиками датчиков расхода являются:

а) зависимость частоты электрического выходного сигнала f от расхода измеряемой жидкости Q , $f = \varphi(Q)$;

б) зависимость градуировочного коэффициента B от расхода измеряемой жидкости Q , $B = \varphi(Q)$.

Аналитическая зависимость частоты от расхода $f = \varphi(Q)$ записывается в виде уравнения прямой линии:

$$Q = a + b \cdot f,$$

где Q – расход жидкости (л/с), b – градуировочный коэффициент, характеризующий угол наклона линии частоты – расход жидкости (л/имп), a – градуировочный коэффициент, доказывающий величину смещения характеристики $f = \varphi(Q)$ начала координат (л/сек).

Аналитическая зависимость градуировочного коэффициента от расхода жидкости выражается уравнением вида:

$$B = \frac{f}{Q} = \frac{Nf}{V},$$

где B – градуировочный коэффициент, показывающий число электрических импульсов на единицу расхода или объема жидкости (имп/л); Nf – полное число электрических импульсов, генерируемых за время замера (слива) (имп).

Градуировочные характеристики изображаются графически в осях координат, где по оси абсцисс откладывается расход жидкости, а по оси ординат – частота электрического сигнала f или градуировочный коэффициент B .

В зависимости от характера изменений функций B и f от аргумента Q , градуировочные характеристики датчиков расхода турбинного типа могут быть двух типов – линейные (1 тип) и нелинейные (2 тип).

Для 1 типа в измеряемом диапазоне расходов зависимость $B = \varphi(Q)$ есть величина постоянная с точностью до некоторого определенного процентного значения (не превышающего величину основной допустимой погрешности датчиков), а зависимость $f = \varphi(Q)$ характеризуется постоянством угла наклона и проходит через начало координат.

Для 2 типа в измеряемом диапазоне расходов зависимость не является величиной постоянной – градуировочный коэффициент принимает переменное значение с точностью, превышающей в процентах величину основной допустимой погрешности датчиков, а зависимость через начало координат не проходит.

Если зависимость $f = \varphi(Q)$ отсекает на оси абсцисс отрезок (+а), то градуировочная характеристика имеет восходящий характер.

Градуировочные характеристики 2-го типа называются нелинейными. В процессе градуировки датчиков расхода определяется зависимость час-

тоты выходного сигнала от расхода $f = \varphi(Q)$, численные значения градуировочных коэффициентов a , b , B в диапазоне измеряемых расходов, а также частота выходного сигнала на максимальном расходе, вычисляемая по формуле:

$$f_{\max} = B_{\text{ср. max}} Q_{\max}, \text{ (Гц)}.$$

Для регулировки по частоте выходного сигнала датчики снимаются со стенда.

Регулировку в датчиках ДР-1-ДР6 проводят перемещением круглой пластины (кольца), вследствие чего изменяется объем рабочей пластины. Для обеспечения точности получения градуировочных характеристик датчиков их градуировку проводят на специальных гидростендах, отвечающих предъявляемым к ним требованиям.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И УРАВНЕНИЯ РАСХОДА

Наиболее распространенным и изученным в практике измерений является способ измерения расхода жидкостей, газов и пара в трубопроводах по перепаду давления в сужающем устройстве. Сужающее устройство устанавливается в трубопроводе и создает в нем местное сопротивление, выполняя функции первичного преобразователя. При протекании вещества через него повышается скорость в суженном сечении по сравнению со скоростью потока до сужения. Увеличение скорости, а, следовательно, и кинетической энергии, вызывает уменьшение потенциальной энергии потока в суженном сечении. При этом статическое давление в суженном сечении будет меньше, чем в сечении до сужающего устройства.

Характер потока и распределение статического давления при установке в трубопроводе диафрагмы (а), сопла (б) и сопла Вентури (в) показаны на Рис.1. При протекании жидкости через сужающее устройство создается перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ (см. рис.1), зависящий от скорости потока и от расхода жидкости. Перепад Δp является мерой расхода вещества, протекающего по трубопроводу.

В качестве сужающих устройств для измерения расхода жидкостей, газов и пара широко применяют стандартные диафрагмы, сопла и сопла Вентури (см. рис. 1-в). В особых случаях измерения расхода используют не нормализованные типы сужающих устройств.

Диафрагма представляет собой тонкий диск с отверстием круглого сечения с острой кромкой, центр которого лежит на оси трубы. Сужение потока начинается до диафрагмы, и на некотором расстоянии за диафрагмой поток достигает минимального сечения, расширяясь далее до полного сечения трубопровода. Давление за диафрагмой полностью не восстанавливается. За ней в углах сопряжения диафрагмы со стенкой трубы образуется

зона, в которой вследствие разности давлений возникает обратное вихре-
вое движение жидкости – вторичный поток.

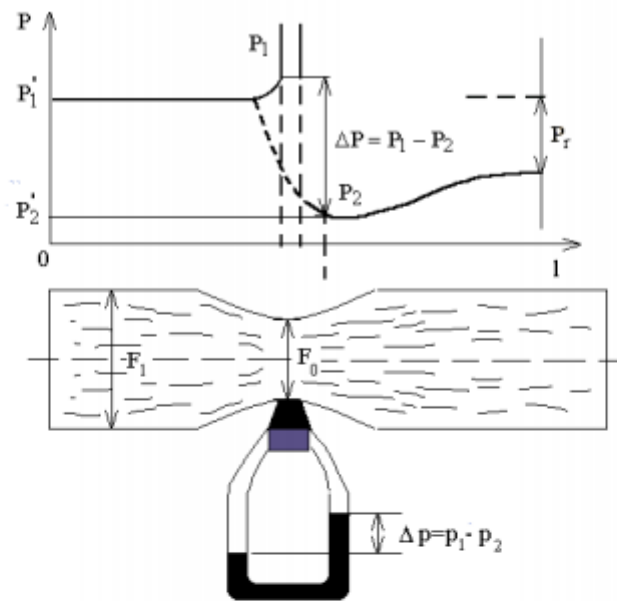


Рис.1. а) диафрагма

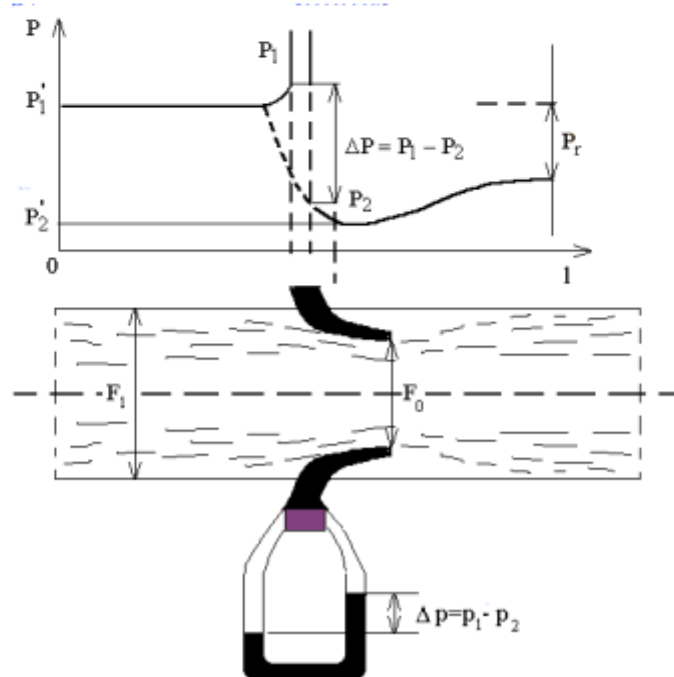


Рис.1. б) сопло

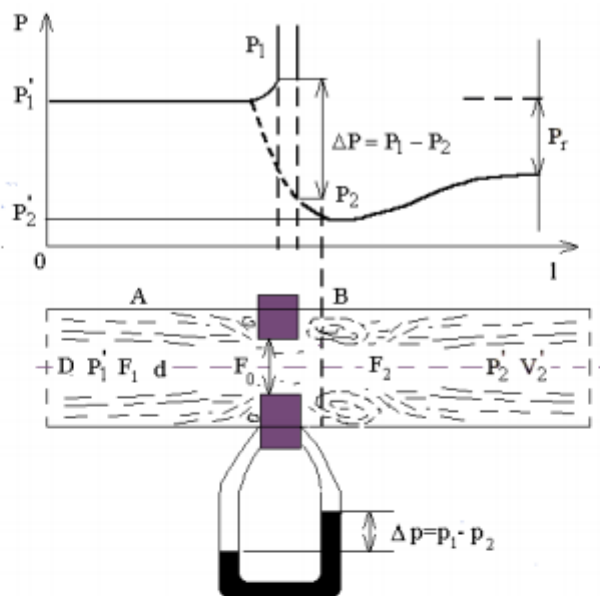


Рис.1. в) сопло Вентури

Вследствие вязкости жидкости струйки основного и вторичного потоков, двигаясь в противоположных направлениях, свертываются в виде вихрей, на что затрачивается часть энергии. Следовательно, имеет место и значительная потеря давления. Изменение направления струек перед диафрагмой и сжатие струи после диафрагмы имеют незначительное влияние.

Принцип измерения расхода вещества по перепаду давления, создаваемому сужающим устройством, и основные уравнения одинаковы для всех типов сужающих устройств, различны лишь некоторые опытные коэффициенты в этих уравнениях.

УРАВНЕНИЕ РАСХОДА ДЛЯ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Рассмотрим поток жидкости и предположим, что в сечениях А-А и В-В (рис.1) скорости по всему сечению равны средней скорости и направлены параллельно оси горизонтально расположению трубы.

Из закона сохранения энергии:

$$\int v dv = - \int \frac{dp}{\rho}, \quad (1)$$

для случая несжимаемой жидкости ($\rho = \rho_1 = \rho_2 = \text{const}$) получим:

$$P_1' - P_2' = \frac{\rho}{2}(v_2'^2 - v_1'^2), \quad (2)$$

где $P_1' - P_2'$ – абсолютные давления в сечениях А-А и В-В соответственно, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; v_1' , v_2' – средние скорости потока жидкости в сечениях А-А и В-В соответственно, м/с.

Используя уравнение неразрывности и ряд дополнительных соотношений, находим уравнение для средней скорости v_2 в наиболее узком сечении потока в виде:

$$v_2 = \frac{\xi}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 + P_2)}, \quad (3)$$

а для секундного расхода в единицах массы – в виде:

$$Q_\mu = \frac{\mu \xi}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} F_0 \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}. \quad (4)$$

Здесь $\mu = F_2 / F_0$ – коэффициент сужения струи, F_2 – площадь поперечного сечения струи, F_0 – площадь отверстия сужающего устройства;

$m = \frac{F_0}{F_1} = \frac{d^2}{D^2}$ – относительная площадь сужающего устройства, d и D – соответственно диаметр отверстия сужающего устройства и трубопровода при рабочей температуре, м; ξ – поправочный коэффициент, учитывающий измерение давлений в реальных условиях.

Коэффициенты μ и ξ не могут быть определены с достаточной точностью независимо друг от друга и определяют общий коэффициент распада:

$$\alpha = \frac{\mu \xi}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}}, \quad (5)$$

а уравнение (4) представляют в виде:

$$Q_\mu = \alpha F_0 \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}, \quad (6)$$

$$Q_0 = \alpha F_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad (7)$$

где $Q_0 = \frac{Q_\mu}{\rho}$ – расход в единицах объема.

УРАВНЕНИЕ РАСХОДА ДЛЯ СЖИМЕМОЙ ЖИДКОСТИ

В этом случае учитывается изменение плотности вещества с изменением давления при протекании через сужающее устройство, например, при помощи приближенного уравнения адиабатического процесса:

$$P = C\rho^k, \quad (8)$$

где k - показатель адиабаты, $C = \text{const}$.

Средняя скорость v_2' для сечения F_2 определяется по формуле:

$$v_2' = \frac{1}{\sqrt{1 - \mu_k^2 m^2 \left(\frac{P_2'}{P_1'}\right)^{2/k}}} \sqrt{\frac{2P_1'}{\rho} \frac{k}{k+1} \left[1 - \left(\frac{P_2'}{P_1'}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}, \quad (9)$$

а секундный расход – по формуле:

$$Q_\mu = \frac{\mu_k \xi}{\sqrt{1 - \mu_k^2 m^2 \left(\frac{P_2'}{P_1'}\right)^{2/k}}} F_0 \sqrt{2\rho \frac{k}{k-1} P_1 \left[\left(\frac{P_2'}{P_1'}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2'}{P_1'}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (10)$$

Уравнение (10) представим в виде, аналогичном уравнению для несжимаемой жидкости в виде:

$$Q_\mu = \alpha \varepsilon F_0 \sqrt{2\rho \Delta P}, \quad (11)$$

$$Q_0 = \alpha \varepsilon F_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}, \quad (12)$$

где $\Delta P = P_1 - P_2$ – перепад давления в сужающем устройстве, Па; ε – поправочный множитель на расширение измеряемой среды, равный:

$$\varepsilon = \frac{\alpha_k}{\alpha} \sqrt{\frac{1 - \mu_k^2 m^2}{1 - \mu_k^2 m^2 \left(\frac{P_2'}{P_1'}\right)^{2/k}}} \sqrt{\frac{P_1}{P_1 - P_2} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2'}{P_1'}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2'}{P_1'}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (13)$$

где $\alpha_k = \frac{\mu_k \varepsilon}{\sqrt{1 - \mu_k^2 m^2}}$, μ_k – коэффициент сужения, который отличается от

коэффициента сужения для несжимаемой жидкости и зависит от отношения P_2/P_1 . При $\varepsilon=1$ уравнения (11) и (12) справедливы и для несжимаемой жидкости.

Следует отметить, что выведенные уравнения расхода могут применяться в том случае, когда скорость потока в сужающем устройстве не достигает критической, т.е. скорости звука в данной среде.

Наименьшее сечение струи в случае сопл и сопл Вентури может быть принято равным сечению цилиндрической части этих сужающих уст-

роиств, т.е. $\mu=\mu_k=1$, поэтому радиальное расширение струи можно не принимать во внимание, а, следовательно, $\alpha_k=\alpha$. Поправочный множитель на расширение ϵ для сопл и сопл Вентури подсчитывается по уравнению (13). Для диафрагм поправочный множитель на расширение ϵ определяется экспериментально.

Стандартные диафрагмы, которые используются в экспериментальных стендах лаборатории, показаны на рис. 2.

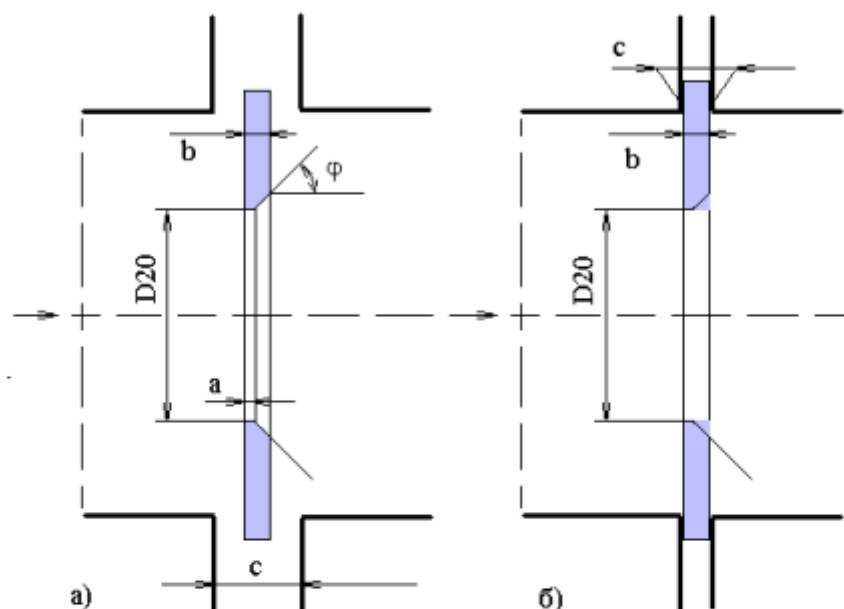


Рис.2. Стандартные диафрагмы

ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема установки представлена на рис. 3.

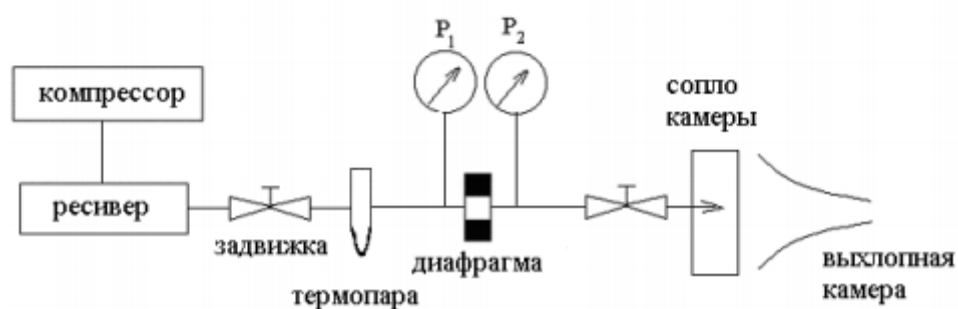


Рис.3

Компрессор обеспечивает закачку воздуха в ресивер под давлением до ≈ 9 атм. После ресивера установлена регулировочная задвижка, после которой воздух поступает на рабочий участок трубопровода диаметром $D = 20$ мм при рабочей температуре $T_1 \approx T_H$, в котором размещается сужающее устройство в виде диафрагмы с диаметром сужающего устройства $d = 18$ мм. Замер давления P_1 до диафрагмы и P_2 после диафрагмы осуществляется образцовыми манометрами до 10 атм. Длина участка до диафрагмы составляет $l_1 = 1700$ мм (≈ 85 калибров), после диафрагмы $l_2 = 650$ мм ($\approx 32,5$ калибра). Подбор давления на участке осуществляется задвижкой перед камерой или при помощи сопла камеры.

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ РАСХОДА

Уравнения расхода (11), (12) для удобства расчетов представим в виде:

$$Q_\mu = 1,252 \cdot 10^{-2} \alpha \varepsilon d^2 \sqrt{\rho \Delta p}, \quad (14)$$

$$Q_0 = 1,252 \cdot 10^{-2} \alpha \varepsilon d^2 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (15)$$

где $1,252 \cdot 10^{-2} = 3600 \cdot 10^{-6} \frac{\pi}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81}$; здесь 9,81 – множитель для перевода значения Δp , выраженного в кгс/м², в значение, выраженное в Па; α – коэффициент расхода сужающегося устройства; ε – поправочный множитель на расширение измеряемой среды; d – диаметр отверстия сужающегося устройства при температуре измеряемой среды, мм; согласно формуле $F_0 = 10^{-6} \frac{\pi}{4} d^2$, (F_0 выражено в м²); ρ – плотность измеряемой среды в рабочих условиях при p_1 , t_1 ; Δp – перепад давления в сужающем устройстве, кгс/м².

Диаметр d_{20} отверстия сужающегося устройства и внутренний диаметр D_{20} трубопровода обычно измеряют при температуре 20⁰С или приводят к ней. Значения диаметров d и D , соответствующие рабочей температуре среды, протекающей в трубопроводе, определяем по формулам:

$$d = d_{20}[1 + \alpha_{м.с.}(t - 20)] = d_{20} \cdot K'_t, \quad (16)$$

$$D = D_{20}[1 + \alpha_{м.т.}(t - 20)] = D_{20} \cdot K''_t, \quad (17)$$

где $\alpha_{м.с.}$, $\alpha_{м.т.}$ – средний коэффициент линейного расширения материала соответственно сужающегося устройства и трубопровода в интервале от 20⁰С до t ; K^{-1} , $d = 18$ мм $\rightarrow F_0$, $D = 20$ мм $\rightarrow F_1$.

Значение поправочного множителя K_t для некоторых металлов приведены в таблицах.

Если температура t измеряемой среды находится в интервале от -20 до $+60^{\circ}\text{C}$, то можно принимать $K_t' = K_t'' = 1$, $d = d_{20}$, $D = D_{20}$.

Если перепад давления Δp выражен в кгс/см^2 , то в приведенные выше основные формулы расхода подставляем значения Δp , умноженные на коэффициент 10^4 .

Коэффициенты расхода стандартных сужающих устройств определяются экспериментальным путем. Для одного и того же сужающего устройства значение коэффициента расхода зависит от плотности измеряемой среды, ее вязкости, скорости потока, геометрических размеров и от шероховатости стенок трубы.

В общем случае коэффициент расхода сужающего устройства описывается функцией:

$$\alpha = f\left(\frac{vD}{\nu}, m\right) = f(\text{Re}_D, m). \quad (18)$$

В этой зависимости число Рейнольдса, отнесенное к диаметру трубопровода D , определяется по формуле:

$$\text{Re}_D = \frac{vD}{10^3 \nu} = \frac{vD\rho}{10^3 \eta}, \quad (19)$$

где ν – кинематическая вязкость измеряемой среды в рабочих условиях, $\text{м}^2/\text{с}$; 10^3 – множитель для перевода значения D , выраженного в мм, в значение, выраженное в м; η – динамическая вязкость измеряемой среды в рабочих условиях.

Коэффициент расхода определяется по формулам:
для диафрагм

$$\alpha = \alpha_n K_\eta K_m K_M, \quad (20)$$

для сопл и сопл Вентури

$$\alpha = \alpha_n K_\eta K_M, \quad (21)$$

где K_η – поправочный множитель, учитывающий влияние числа Рейнольдса (вязкости) – из графика (рис. 4); K_m – поправочный коэффициент к исходным коэффициентам расхода диафрагм, сопл и сопл Вентури, учитывающий влияние шероховатости трубопровода из графика (рис. 5); K_M – поправочный множитель к исходным коэффициентам расхода диафрагм на неостроту входной крошки – из графика (рис. 6); α_n – исходный коэффициент расхода – из графика (рис. 7).

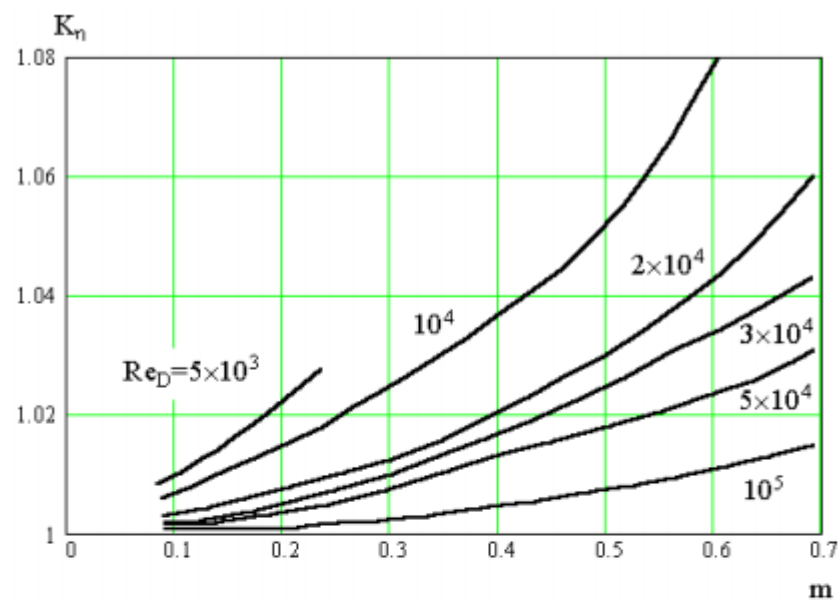
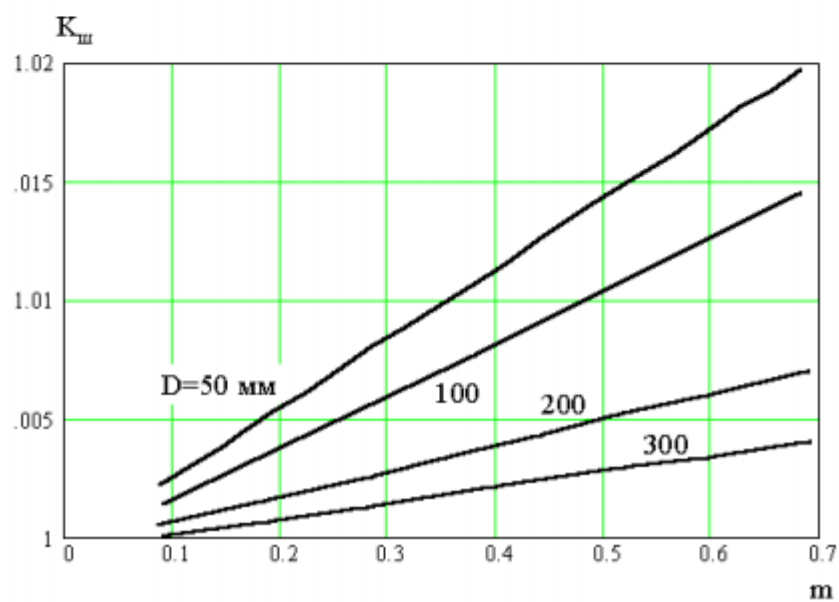


Рис.4. Поправочный множитель K_η для диафрагм



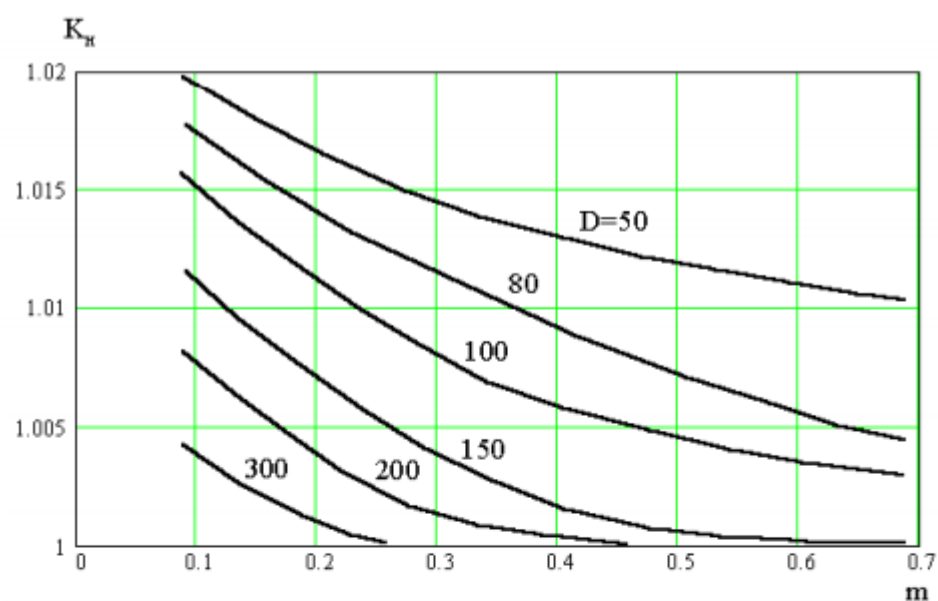


Рис.6. Поправочный множитель на неостроту входной кромки диафрагмы

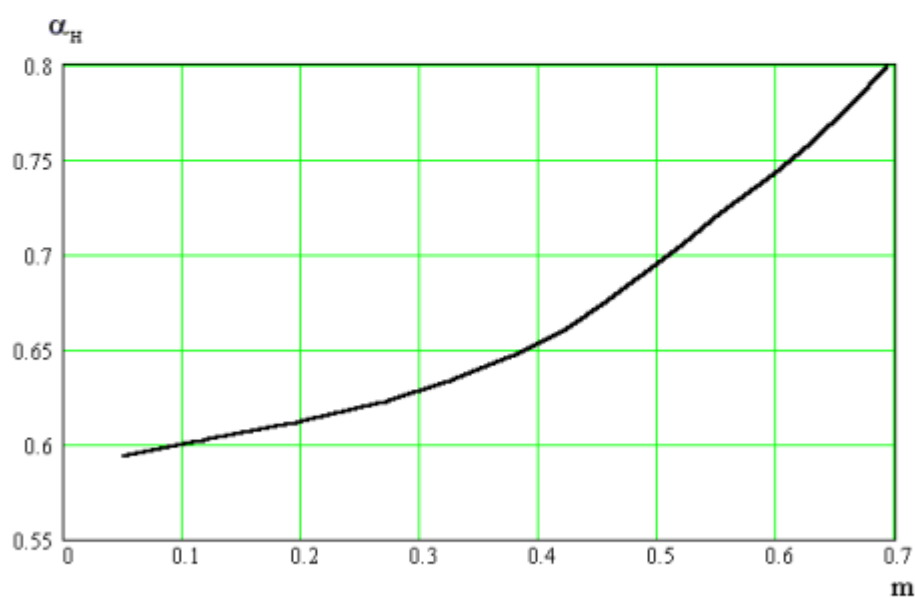


Рис.7. Исходный коэффициент расхода стандартных диафрагм в зависимости от m

Поправочный множитель ϵ на расширение измеряемой среды (газа или пара) вводится вследствие того, что плотность газа или пара изменяет-

ся при прохождении через сужающее устройство. Основным параметром, определяющим ϵ , является отношение $\Delta p/p_1$, или $\Delta p_2/p_1$, характеризующее степень изменения плотности ρ среды при прохождении через сужающее устройство. Чем больше $\Delta p/p_1$, или меньше $\Delta p_2/p_1$, тем значительнее изменение ρ и тем больше ϵ отличается от единицы. При малых значениях $\Delta p/p_1$ поправочный множитель ϵ близок к единице.

При одном и том же значении $\Delta p/p_1$ для диафрагмы поправочный множитель всегда больше, чем для сопл и сопл Вентури. Это объясняется тем, что у диафрагм имеет место радиальное расширение струи, приводящее к увеличению площади ее сужающей части, у диафрагм $\mu_k > \mu$.

Числовые значения поправочного множителя ϵ для диафрагм, сопл и сопл Вентури определяются в зависимости от $\Delta p/p_1$ и K , m по номограммам, приводимым в Правилах 28-64 (рис.8).

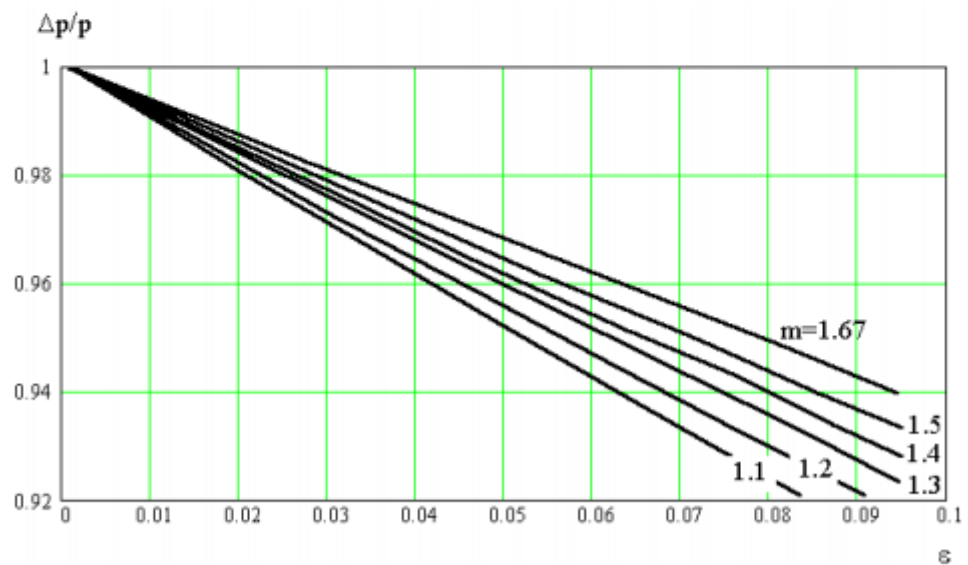


Рис.8-а. Номограмма для определения поправочного множителя ϵ для диафрагмы при $\Delta p/p_1 \leq 0.1$

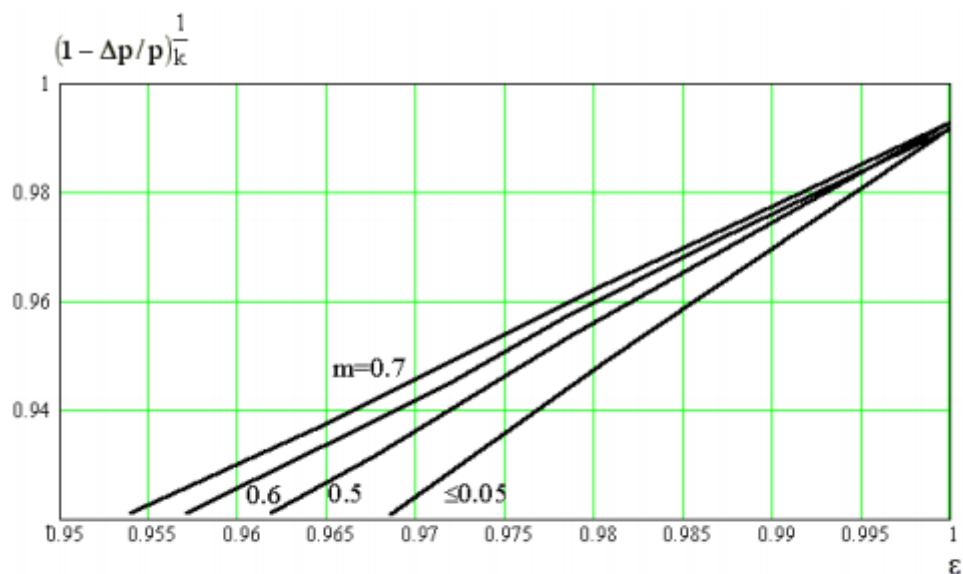


Рис.8-б. Номограмма для определения поправочного множителя ϵ для диафрагмы при $\Delta p/p_1 \leq 0.1 (1 - \Delta p/p)^{\frac{1}{k}}$

Плотность среды, протекающей по трубопроводу, должна определяться с максимально возможной точностью из табличных данных, путем непосредственного измерения или путем расчета в зависимости от давления и температуры среды перед сужающим устройством.

Значения плотности для наиболее распространенных газов в парообразном состоянии приведены в таблицах. За нормальное состояние газа принимается состояние, при котором температура газа $t_n = 20^{\circ}\text{C}$, давление $P_n = 101325 \text{ Па}$ и относительная влажность $\varphi = 0$.

Если известна плотность ρ_n сухого газа в нормальном состоянии, то его плотность в рабочем состоянии при P_1 и T_1 вычисляем по формуле:

$$\rho = \frac{\rho_n \cdot P_1 T_n}{T_1 \cdot P_n \cdot K}, \quad (22)$$

где K – коэффициент сжимаемости газа. Он введен в связи с тем, что действительная плотность газа в рабочем состоянии при P_1 и T_1 отличается от теоретического значения $\rho_{т.з.}$, подсчитанного по законам идеального газа (исходя из плотности при температуре 0°C и давлении 101325 Па). Коэффициент сжимаемости определяется по формуле:

$$K = \frac{\rho_{т.з.}}{\rho}.$$

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ

Выписать основные геометрические размеры диафрагмы, трубопровода (d , D , F_0 , F_1) и записать плотность воздуха при $t_1 = 0^\circ\text{C}$, при $t = 20^\circ\text{C}$.

Запустить установку и измерить значения давлений P_1 , P_2 и температуры t при одном и том же газодинамическом режиме.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

По записанным данным проводится обработка результатов.

1. Определить вязкость воздуха при рабочих условиях по формуле (22).
2. Определить из таблиц кинематическую или динамическую вязкость при рабочих условиях.
3. Определить среднюю скорость потока v и число Рейнольдса по формуле (19).
4. Определить значение диаметра отверстия сужающего устройства d и D по формулам (16) и (17).
5. Определить из рис. 7 значение α_n , а из рис. 4 – 6 соответственно значения K_η , K_m , K_M .
6. Определить коэффициент расхода α по формуле (20).
7. Определить поправочный множитель ε по рис. 8.
8. Вычислить значения Q_m и Q_0 по расчетным формулам (14) и (15).
9. Повторить вычисления и расчеты по п.п. 3 – 11 для 3 – 4-х новых газодинамических режимов при изменении расходов и давлений воздуха.
10. Построить зависимость $G = f(\Delta p)$ для рассчитанных точек при рабочих условиях.
11. Составить краткий отчет по данной работе (цель работы, схема установки, основные расчетные формулы, график зависимости).
12. Просмотреть дополнительные вопросы к работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Физическое явление, составляющее основу способа измерения расхода жидкости, газа, пара по перепаду давления в сужающем устройстве.
2. Основные уравнения расхода для несжимаемой и сжимаемой жидкостей.
3. Стандартные сужающие устройства.
4. Основные расчетные формулы по измерению расхода через сужающее устройство.
5. Коэффициенты расхода и поправочные множители к ним.
6. Поправочный множитель на расширение измеряемой среды.
7. Определение плотности измеряемой среды.

Практическая работа № 6 «Принцип действия гидравлических машин» по теме «Гидродинамика»

Цель: изучить устройство и принцип работы поршневых гидромашин и их взаимодействие на примере гидростатической трансмиссии.

Задание:

1) ознакомиться с устройством, принципом действия и основными характеристиками поршневых гидромашин. Изучить элементы конструкции гидропривода ГСТ–90;.

2) изучить основные элементы расчета;

3) построить теоретические и опытные зависимости подачи аксиально-поршневого насоса от угла наклона шайбы и частоты вращения вала насоса на примере гидропривода ГСТ–90.

Устройство, принцип работы и классификация поршневых гидромашин

Основными элементами поршневых насосов являются (рисунок 1.1): цилиндр 1, поршень 2 и распределитель 3, при помощи которого цилиндр попеременно сообщается то с линией всасывания, то с линией нагнетания.

Поршневые гидродвигатели устроены аналогично.

В классификации поршневых гидромашин за основу приняты следующие признаки: кратность действия, конструкция поршня, число и расположение цилиндров, а также конструкция распределителей. У насоса однократного действия (рисунок 1.1, а) поршень 2, перемещаясь в цилиндре 1 вправо, увеличивает объем рабочей камеры, вследствие чего давление в ней уменьшается, всасывающий клапан открывается и жидкость всасывается в цилиндр. Далее при движении поршня объем рабочей камеры уменьшается, давление возрастает, всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан открывается и жидкость вытесняется в напорную линию. Таким образом, насос однократного действия за один оборот кривошипа вала вытесняет жидкость из рабочей камеры один раз. Аналогично работают насосы двукратного действия насос с двумя рабочими камерами (рисунок 1.1, б) и эксцентриковый насос (рисунок 1.1, г).

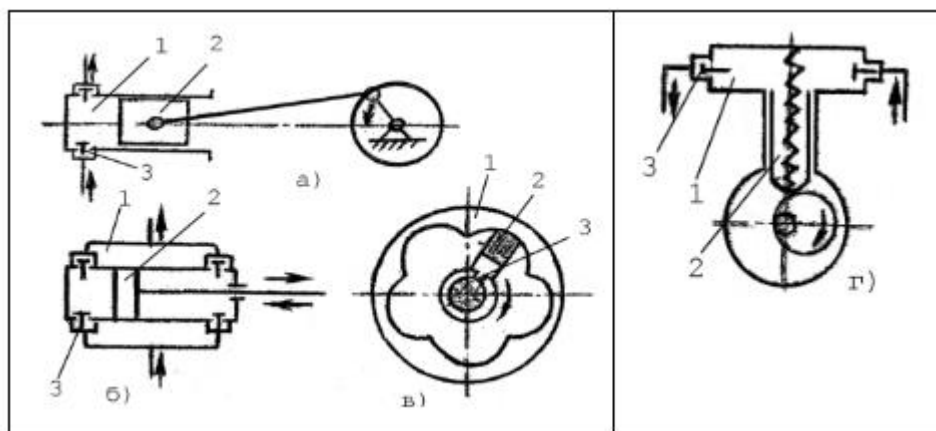


Рисунок 1.1 – Схемы поршневых гидромашин:

а) однократного действия; б) двукратного действия;

в) многократного действия; г) эксцентриковый насос;

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — распределитель

Для увеличения рабочего объема нередко используется принцип многократности действия. например, у машин пятикратного действия (рисунок 1.1, в) при тех же размерах цилиндра рабочий объем возрастает в 5 раз. В этом случае цилиндр 1 вращается относительно пустотелой оси, а головка поршня обкатывается по пятипрофильной обойме. Проходя каждый профиль, поршень всасывает и вытесняет жидкость в соответствующую секцию пустотелого вала, выполняющего роль распределителя. Поршни бывают дисковые, если длина его меньше диаметра $b < D$ (рисунок 1.1, б), плунжерные $b > D$ (рисунок 1.1, а, в, г). Обычно плунжеры используются для высоких давлений, причем они могут быть как сплошными (рисунок 1.1, в), так и пустотелыми (рисунок 1.1, а, г).

По числу цилиндров и их расположению поршневые гидромашины делятся на одно- и многоцилиндровые, с параллельным расположением осей цилиндров в одной плоскости (эксцентриковые насосы), звездообразным расположением осей цилиндров в одной плоскости (радиальные насосы и гидродвигатели) (рисунок 1.2, а, б, в, г) и расположением осей цилиндров параллельно их оси вращения (аксиальные насосы и гидродвигатели) (рисунок 1.3, а, б). Как правило, цилиндры радиальных и аксиальных роторно-поршневых гидромашин изготавливаются в массивных телах вращения, называемых роторами или цилиндровыми блоками.

По конструкции распределителя различают поршневые гидромашины с клапанным (рисунок 1.1, а, б, г) и золотниковым (рисунок 1.1, в; рисунок 1.2, а, б, в, г) распределением.

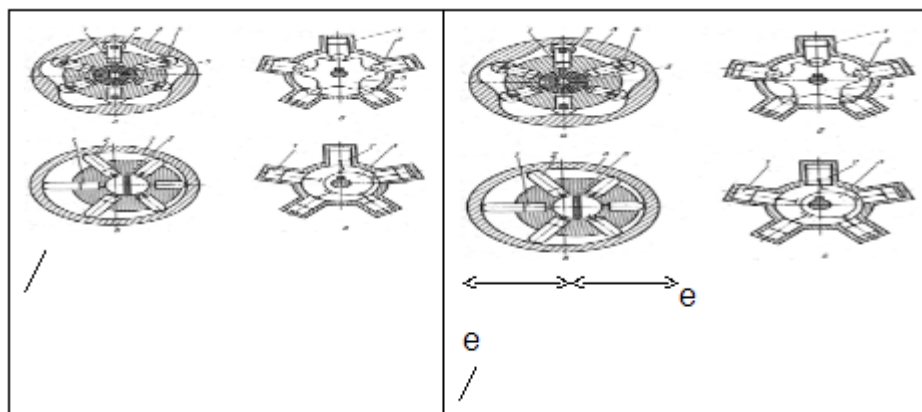


Рисунок 1.2 – Радиально-поршневые гидромашины:

а), б) нерегулируемые; в), г) регулируемые;

1 — плунжер; 2 — цилиндр; 3 — ротор; 4 — ролики;

5 — распределительное устройство

В первом случае клапаны автоматически открываются и закрываются благодаря разности давлений, возникающих в процессе работы насоса. При золотниковом распределении впуск и выпуск жидкости из цилиндра осуществляется только в определенных положениях поршня и золотника.

Поршневые насосы и гидромоторы находят широкое применение в сельскохозяйственных машинах. Одним из главных достоинств радиально-поршневых и аксиально-поршневых насосов является возможность регулирования подачи Q изменением рабочего объема.

Радиально-поршневой насос (рисунок 1.2, а–г) состоит из ротора 3 с цилиндрами 1, плунжеров 2, распределительного устройства 5, роликов 4. Смещение оси ротора относительно оси статора показывает величина, называемая эксцентриситетом e .

У регулируемых радиально-поршневых насосов ход поршня регулируется изменением эксцентриситета e ($L = 2e$, рисунок 1.2, в, г), а у аксиально-поршневых изменением угла β ($L = D \operatorname{tg} \beta$) наклона диска (рисунок 1.3, а) или цилиндрического блока (рисунок 1.3, б). Роль распределительного устройства выполняет пустотелый вал с уплотнительной перемычкой, на которой помещен вращающийся ротор. Верхняя часть поршня прижимается к внутренней поверхности обоймы центробежными силами или давлением жидкости, подаваемой в цилиндры подпиточным насосом. Если эксцентриситет $e < 0$ или $e > 0$, то поршни, обкатываясь по обойме, совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение: двигаясь от центра вращения, производят всасывание, к центру — нагнетание. Если эксцентриситет $e = 0$, то подача жидкости отсутствует. Изменяя величину и знак эксцентриситета, можно менять подачу и направление потока жидкости.

Аксиально-поршневые гидромашины состоят из блока цилиндров 2, распределителя 1, поршней 3, толкателей 7, валов 5 и 6, упорной шайбы 4. Гидромашины с наклонной шайбой (рисунок 1.3, а) регулируемые, более подробно конструкции и принцип работы аксиально-поршневых гидромашин рассматриваются ниже.

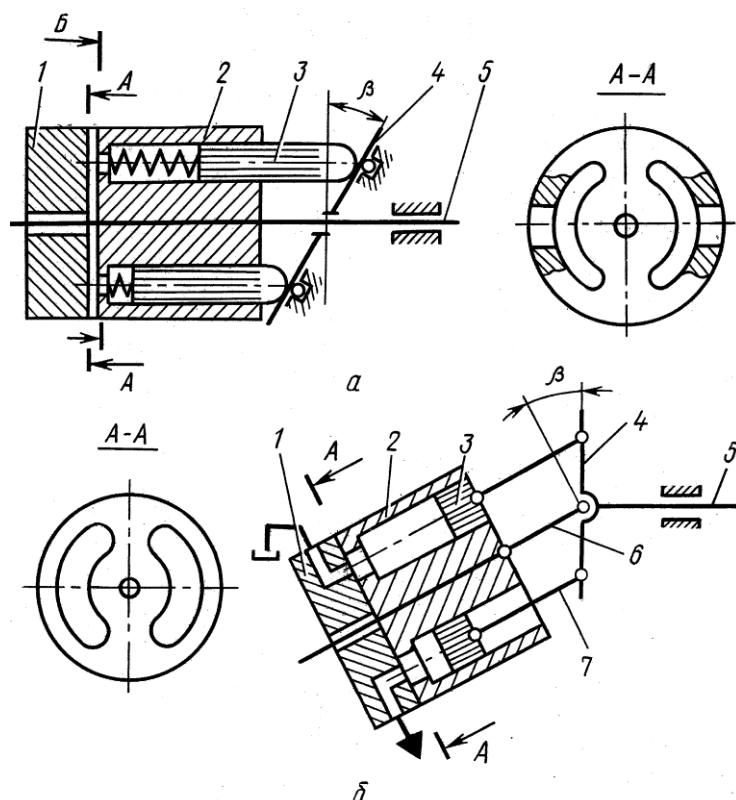


Рисунок 1.3 – Аксиально-поршневые гидромашины:

a — с наклонной шайбой; *б* — с наклонным блоком; 1 — распределитель; 2 — блок цилиндров; 3 — поршень; 4 — упорная шайба; 5, 6 — вал; 7 — толкатель

Практическая работа № 7 «Решение задач на определение потерь напора при равномерном движении» по теме «Гидравлические сопротивления»

ЗАДАЧА № 1. Гидравлические сопротивления

По напорному трубопроводу переменного сечения подаётся жидкость с объёмным расходом $Q_{10} = 0,6$ л/с. Кинематический коэффициент вязкости жидкости $3,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Определите диаметр, при котором произойдёт смена режима движения.

Методические указания по выполнению практической работы:

Смена режима движения происходит при $Re_{кр} = Re_{кр}^H$ для цилиндрических напорных труб:

$$Re_{кр} = \frac{v \cdot d}{\nu} = 2000 \dots 2320,$$

где v – средняя скорость в поперечном сечении потока м/с; – d диаметр трубопровода, м; ν – кинематический коэффициент вязкости – м²/с.

Среднюю скорость течения жидкости выразим из уравнения неразрывности течения

$$Q = v \cdot \omega:$$

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

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

где ω – площадь живого (поперечного) сечения потока, м².

Для круглого напорного трубопровода площадь живого сечения потока равна:

$$\omega = \frac{\pi \cdot d^2}{4}.$$

Тогда

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}.$$

Подставляем это выражение в формулу для определения числа Рейнольдса:

$$Re_{кр} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q \cdot d}{\pi \cdot d^2 \cdot \nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu}.$$

Отсюда диаметр, при котором происходит смена режима течения, равен:

$$d = \frac{4 \cdot Q}{Re_{кр} \cdot \pi \cdot \nu}.$$

Принимаем, что критическое значение числа Рейнольдса равно $Re_{кр} = 2320$. Тогда определим d , (м).

Практическая работа № 8 «Решение задач на сложение потерь напора» по теме «Гидравлические сопротивления»

Горизонтальная труба диаметром $d = 0,1$ м внезапно переходит в трубу диаметром $d_2 = 0,15$ м. Проходящий расход воды $Q = 0,03$ м³/с. Требуется определить: а) потери напора при внезапном расширении трубы;

Решение. Находим потери напора при внезапном расширении трубопровода по формуле Борда:

$$h_{вн.р} = \left(\frac{v_1 - v_2}{2g} \right)^2;$$

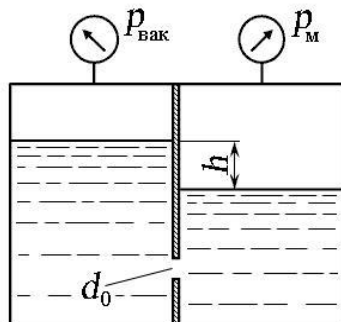
$$v_1 = \frac{Q}{\omega_1}, \quad v_2 = (d_1 / d_2)^2 v_1$$

$$h_{вн.р} = \frac{(3,84 - 1,75)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,22 \text{ м.}$$

Практическая работа № 9 «Решение задач на истечение жидкости из отверстий и насадков» по теме «Истечение жидкости из отверстий и насадков»

Задача №1.

Определить направление истечения жидкости с плотностью $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ через отверстие диаметром $d_0 = 5 \text{ мм}$ и расход, если разность уровней $h = 2 \text{ м}$, показание вакуумметра соответствует 147 мм. рт. ст. , показание манометра $p_m = 0,25 \text{ МПа}$, коэффициент расхода $\mu_p = 0,62$.



Методические указания по выполнению практической работы:

Разность избыточного давления между баками равна:

$$\Delta p = p_m - (\rho g h - p_{\text{вк}}) \text{ кПа.}$$

Поскольку давление в правой части бака больше, чем в левой, то направление течения жидкости будет направлено в левую часть емкости (ответ получили со знаком «+», $p_m > \rho g h - p_{\text{вк}}$).

Тогда расход жидкости через отверстие с диаметром d_0 будет равен:

$$Q = \mu_p S_0 \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} = \quad , \text{ л/с.}$$

Практическая работа № 10 «Расчетно-графическая работа: Гидравлический расчет простого трубопровода по I типу» по теме «Движение жидкости в напорных трубопроводах»

Методические указания по выполнению практической работы:

2.1. Гидравлический расчет трубопровода I категории

Введем понятие о двух расходах:

- транзитный расход жидкости Q_T , который поступает на участки, примыкающие к рассматриваемому;
- путевой расход жидкости (Q_{Π} – суммарный путевой расход жидкости), который отбирается по длине коллектора через как сумма всех отборов q_i по длине.

Уравнение материального баланса

$$Q = Q_T + Q_{\Pi} = Q_T + \sum_{i=1}^n q_i, \quad (34)$$

где q_i – объёмные расходы жидкости в ответвлениях.

Расчетная схема сложного трубопровода I категории представлена на рис. 6.2.

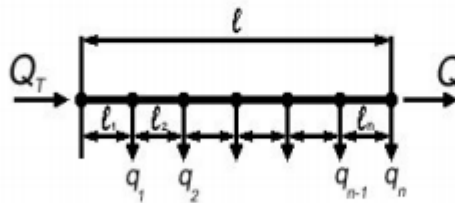


Рис. 2. Расчетная схема сложного трубопровода I категории

Поскольку диаметр раздаточного коллектора одинаков на всем протяжении, а расходы жидкости на различных участках разные, то и режимы течения на каждом участке могут быть разные (рис. 6.2).

Перепад давления при расчете сложных трубопроводов можно рассчитывать и по формуле Дарси-Вейсбаха и по формуле Лейбензона:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \beta \cdot \frac{Q^{2-m} \cdot v^m \cdot l}{d^{5-m}} \cdot \rho \cdot g, \quad \text{Па.} \quad (35)$$

Для рассматриваемого случая перепад на 1-ом участке трубопровода будет:

$$P - P_1 = \beta_1 \cdot \frac{(Q_T)^{2-m} \cdot v^m \cdot l_1}{d^{5-m}} \cdot \rho \cdot g. \quad (36)$$

На втором участке:

$$P_1 - P_2 = \beta_2 \cdot \frac{(Q_T - q_1)^{2-m} \cdot v^m \cdot l_2}{d^{5-m}} \cdot \rho \cdot g. \quad (37)$$

На n-ом участке:

$$P_{n-1} - P_n = \beta_n \cdot \frac{[Q_T - (q_1 + q_2 + \dots + q_{n-1})]^{2-m} \cdot v^m \cdot l_n}{d^{5-m}} \cdot \rho \cdot g. \quad (38)$$

Общий перепад по всей длине коллектора:

$$P - P_n = \frac{v^m \cdot \rho \cdot g}{d} \cdot \left[\sum_{i=1}^{n-1} \left(Q_T - \sum_{i=1}^{n-1} q_i \right)^{2-m} \cdot l_i \cdot \beta_i \right]. \quad (39)$$

Таким образом, для сложного трубопровода I категории общий перепад давления равен сумме падений давления по участкам:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \Delta P_i. \quad (40)$$

Алгоритм решения задачи на определение перепада давления:

1. Находятся скорости движения жидкости по участкам.
2. Для каждого участка трубопровода определяется режим движения жидкости по значению параметра Re и ε .
3. Рассчитывается коэффициент гидравлического сопротивления λ , если расчет ведется по формуле Дарси-Вейсбаха, или выбираются по табл. 6.1 значения коэффициентов β и m , если расчет ведется по формуле Лейбензона.
4. Рассчитываются потери давления на каждом участке.
5. Рассчитывается общая потеря давления по всей длине коллектора, как сумма потерь на отдельных участках.

Практическая работа № 11 «Расчетно-графическая работа: Гидравлический расчет простого трубопровода по II типу» по теме «Движение жидкости в напорных трубопроводах»

Методические указания по выполнению практической работы:

2.2. Гидравлический расчет трубопровода II категории

Возможно два варианта трубопроводов данной категории.

Первый – последовательное соединение труб разного диаметра. В этом случае расход жидкости остается постоянным по всей длине трубопровода $Q = const$, а потери напора в трубопроводе будут равны сумме потерь напора на участках:

$$h_{T\text{ общ}} = h_{T1} + h_{T2} + \dots + h_i. \quad (41)$$

Второй вариант – переменный диаметр трубопровода и переменный по длине расход.

Уравнение материального баланса:

$$Q = Q_T + Q_{\Pi} = Q_T + \sum_{i=1}^n q_i. \quad (42)$$

Так как диаметры труб по участкам разные, то на разных участках возможны различные режимы течения (рис. 6.3).

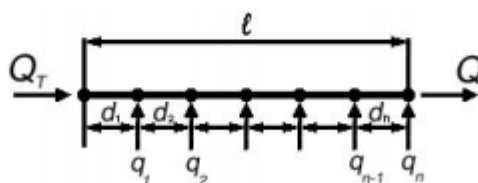


Рис. 3. Расчетная схема сложного трубопровода II категории

Алгоритм задачи на определение потери давления по всему трубопроводу аналогичен алгоритму предыдущей задачи.

Практическая работа № 12 «Расчетно-графическая работа: Гидравлический расчет простого трубопровода по III типу» по теме «Движение жидкости в напорных трубопроводах»

Методические указания по выполнению практической работы:

2.3. Гидравлический расчет трубопровода III категории

Ответвления от основной магистрали могут быть замкнутыми и разомкнутыми.

Для замкнутых ответвлений – лупингов (от англ. – петля) – справедливы соотношения:

1. Расход, проходящий через весь разветвленный участок, равен сумме расходов в отдельных ветвях:

$$Q_{\text{общ}} = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n. \quad (43)$$

- Потери напора для всего разветвления и в любой его ветви равны между собой, так как разность напоров в точках А и В одинакова для всех ветвей:

$$h_{\text{общ}} = h_1 = h_2 = h_n = H_A - H_B, \quad (44)$$

где $Q_{\text{общ}}$ и $h_{\text{общ}}$ – соответственно расход и потери напора на всем разветвленном участке.

Характеристика сложного трубопровода, имеющего замкнутое ответвление представлена на рис. 6.4.

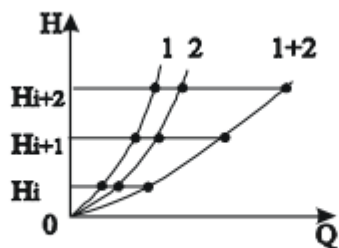
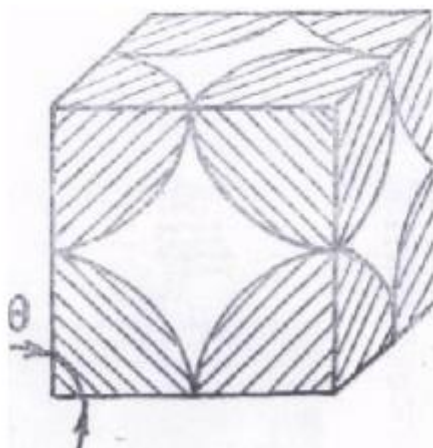


Рис. 6.4. Характеристика сложного трубопровода, имеющего замкнутое ответвление

Практическая работа № 13 «Решение задач на движение жидкости в пористой среде» по теме «Движение жидкости в пористой среде»

Задача № 1.

Определить пористость ячейки фиктивного грунта по Слихтеру в слу чае, когда угол грани ромбоэдра $\theta = 90$



Методические указания по выполнению практической работы:

При заданной укладке частиц фиктивного грунта, объем скелета пористой среды в пределах выделенного элемента равен объему одной частицы

$$\tau_v = \frac{4}{3}\pi r^3 = \frac{\pi d^3}{6}, \text{ а объём ячейки } \tau_{обр} = d^3.$$

Поэтому пористость фиктивного грунта по Слихтеру при $\theta = 90$ будет

$$m = \frac{\tau_{пор}}{\tau_{обр}} = 1 - \frac{\pi d^3}{6d^3} = 1 - \frac{\pi}{6}.$$

Практическая работа № 14 «Решение задач на определение параметров состояния рабочего тела» по теме «Элементы технической термодинамики»

Задача №1

Определите, на сколько масса воздуха в комнате объёмом 60 м³ зимой при температуре 290 К больше, чем летом при температуре 27 °С. Давление зимой и летом равно 10⁵ Па.

Методические указания по выполнению практической работы:

Запишем уравнение Менделеева—Клапейрона:

$$pV = \frac{m}{M} RT.$$

Из этого уравнения выразим массу газа:

$m = \frac{pVM}{RT}$, где Т принимает значения Т₁ и Т₂ — температуры воздуха зимой и летом. Молярная масса воздуха М = 0,029 кг/моль. Температура воздуха летом Т₂ = 27 °С + 273 °С = 300 К.

Таким образом,

$$\Delta m = m_1 - m_2 = \frac{pVM}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right)$$

Практическая работа № 15 «Решение задач на расчет газовых смесей» по теме «Элементы технической термодинамики»

Произвести расчет термодинамических параметров газовой смеси, совершающей изобарное расширение до объема V₂, если известны начальная температура t₁=50°С, начальное давление p₁=3 МПа и масса M_{см}=4 кг. Определить газовую постоянную и кажущуюся молекулярную массу, начальный объем V₁, основные параметры в конечном состоянии, изменение внутренней энергии, энтальпии, энтропии, теплоту и работу расширения в процессе 1-2. При определении молярной массы и газовой постоянной обратить внимание на способ задания смеси. Теплоемкость компонентов смеси рассчитать с использованием закона Майера. Для расчета параметров состояния использовать уравнения состояния идеальных газов. — Правильность вычисления энергетических параметров контролировать по выполнению 1 закона термодинамики. Состав газовой смеси по объему: CH₄=96, 06%; C₂H₆=2, 0%; C₃H₈=0, 3%; C₄H₁₀=0, 01%; C₅H₁₂=0, 1%; N₂=1, 0%; CO₂=0, 1%; H₂O = 0, 43%; ρ=V₂/V₁=3, 5.

Методические указания по выполнению практической работы:

1 Определим объемные доли компонентов смеси

Метан CH_4 :	$r_1=96,06/100=0,9606$
Этан C_2H_6 :	$r_2=2,0/100=0,0200$
Пропан C_3H_8 :	$r_3=0,3/100=0,0030$
Бутан C_4H_{10} :	$r_4=0,01/100=0,0001$
Пентан C_5H_{12} :	$r_5=0,1/100=0,0010$
Азот N_2 :	$r_6=1/100=0,0100$
Диоксид углерода CO_2 :	$r_7=0,1/100=0,0010$
Пары воды H_2O :	$r_8=0,43/100=0,0043$

2 По справочным данным определим молекулярные массы компонентов и их молярные теплоемкости (Рабинович В.А., Ховин З.Я. Краткий химический справочник, С-Пт. Химия, 1994)

$\mu_1=16,04$ кг/кмоль;	$\text{Cp}\mu_1=35,71$ кДж/кмоль·К
$\mu_2=30,07$ кг/кмоль;	$\text{Cp}\mu_2=52,65$ кДж/кмоль·К
$\mu_3=44,09$ кг/кмоль;	$\text{Cp}\mu_3=73,50$ кДж/кмоль·К
$\mu_4=58,12$ кг/кмоль;	$\text{Cp}\mu_4=97,78$ кДж/кмоль·К
$\mu_5=72,15$ кг/кмоль;	$\text{Cp}\mu_5=120,22$ кДж/кмоль·К
$\mu_6=28,0134$ кг/кмоль;	$\text{Cp}\mu_6=29,10$ кДж/кмоль·К
$\mu_7=44,01$ кг/кмоль;	$\text{Cp}\mu_7=37,11$ кДж/кмоль·К
$\mu_8=18,02$ кг/кмоль;	$\text{Cp}\mu_8=75,299$ кДж/кмоль·К

3 Вычислим газовые постоянные газов, используя значение универсальной газовой постоянной $R=8,314$ кДж/кмоль·К

$R_1=R/\mu_1=0,5183$ кДж/кг·К,	$R_2=R/\mu_2=0,2765$ кДж/кг·К,
$R_3=R/\mu_3=0,1886$ кДж/кг·К,	$R_4=R/\mu_4=0,1430$ кДж/кг·К,
$R_5=R/\mu_5=0,1152$ кДж/кг·К,	$R_6=R/\mu_6=0,2968$ кДж/кг·К,
$R_7=R/\mu_7=0,1889$ кДж/кг·К,	$R_8=R/\mu_8=0,4613$ кДж/кг·К,

4 Определим средние массовые теплоемкости компонентов при $p=\text{const}$ и $v=\text{const}$. Используя уравнение Майера

$\text{Cp}\mu_1=\text{Cp}\mu_1/\mu_1=2,2263$ кДж/кг·К	$\text{Cv}\mu_1=\text{Cp}\mu_1-R_1=1,7080$ кДж/кг·К
$\text{Cp}\mu_2=\text{Cp}\mu_2/\mu_2=1,7509$ кДж/кг·К	$\text{Cv}\mu_2=\text{Cp}\mu_2-R_2=1,4744$ кДж/кг·К
$\text{Cp}\mu_3=\text{Cp}\mu_3/\mu_3=1,6670$ кДж/кг·К	$\text{Cv}\mu_3=\text{Cp}\mu_3-R_3=1,4784$ кДж/кг·К
$\text{Cp}\mu_4=\text{Cp}\mu_4/\mu_4=1,6824$ кДж/кг·К	$\text{Cv}\mu_4=\text{Cp}\mu_4-R_4=1,5394$ кДж/кг·К
$\text{Cp}\mu_5=\text{Cp}\mu_5/\mu_5=1,6663$ кДж/кг·К	$\text{Cv}\mu_5=\text{Cp}\mu_5-R_5=1,5511$ кДж/кг·К
$\text{Cp}\mu_6=\text{Cp}\mu_6/\mu_6=1,0388$ кДж/кг·К	$\text{Cv}\mu_6=\text{Cp}\mu_6-R_6=0,7420$ кДж/кг·К
$\text{Cp}\mu_7=\text{Cp}\mu_7/\mu_7=0,8432$ кДж/кг·К	$\text{Cv}\mu_7=\text{Cp}\mu_7-R_7=0,6543$ кДж/кг·К
$\text{Cp}\mu_8=\text{Cp}\mu_8/\mu_8=4,1790$ кДж/кг·К	$\text{Cv}\mu_8=\text{Cp}\mu_8-R_8=3,7173$ кДж/кг·К

5 Определим кажущуюся молекулярную массу смеси

$$\mu_{\text{ср}}=\sum_1^8(r_i \cdot \mu_i) = 16,6195 \text{ кг/кмоль}$$

6 Определим массовый состав смеси

$$\begin{aligned} g_1 &= r_1 \cdot (\mu_1 / \mu_{\text{см}}) = 0,9271 & g_2 &= r_2 \cdot (\mu_2 / \mu_{\text{см}}) = 0,0362 \\ g_3 &= r_3 \cdot (\mu_3 / \mu_{\text{см}}) = 0,0079 & g_4 &= r_4 \cdot (\mu_4 / \mu_{\text{см}}) = 0,0003 \\ g_5 &= r_5 \cdot (\mu_5 / \mu_{\text{см}}) = 0,0043 & g_6 &= r_6 \cdot (\mu_6 / \mu_{\text{см}}) = 0,0169 \\ g_7 &= r_7 \cdot (\mu_7 / \mu_{\text{см}}) = 0,0026 & g_8 &= r_8 \cdot (\mu_8 / \mu_{\text{см}}) = 0,0047 \end{aligned}$$

7 Определим газовую постоянную смеси

$$R_{\text{см}} = \sum_1^8 (g_i \times R_i) = 0,4952 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$$

8 Определим средние массовые теплоемкости смеси при $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$

$$\begin{aligned} C_{p\text{мсм}} &= \sum_1^8 (g_i \times C_{p\text{mi}}) = 2,3644 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К} \\ C_{v\text{мсм}} &= C_{p\text{мсм}} - R_{\text{см}} = 2,3644 - 0,4952 = 1,8692 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К} \end{aligned}$$

9 Определим абсолютную температуру смеси до расширения

$$T_1 = t_1 + 273 = 50 + 273 = 323 \text{ К}$$

10 Определим объем смеси газов до расширения

$$V_1 = (R_{\text{см}} \cdot T_1 \cdot M_{\text{см}}) / p_1 = (495,2 \cdot 323 \cdot 4) / (3 \cdot 10^6) = 0,2133 \text{ м}^3$$

11 Определим объем смеси газов после расширения

$$V_2 = V_1 \cdot p = 0,2133 \cdot 3,5 = 0,7464 \text{ м}^3$$

12 Определим давление смеси после расширения по изобаре

$$p_1 = p_2 = 3 \text{ МПа}$$

13 Определим абсолютную температуру смеси после расширения

$$T_1 = (V_2 \cdot p_2) / (R_{\text{см}} \cdot M_{\text{см}}) = (0,7464 \cdot (3 \cdot 10^6)) / (495,2 \cdot 4) = 1130,5 \text{ К}$$

14 Вычислим изменение внутренней энергии в процессе 1-2

$$\Delta U = C_{v\text{мсм}} \cdot (T_2 - T_1) \cdot M_{\text{см}} = 1,8692 \cdot (1130,5 - 323) \cdot 4 = 6037,5 \text{ кДж}$$

15 Вычислим изменение энтальпии в процессе 1-2

$$\Delta H = C_{p\text{мсм}} \cdot (T_2 - T_1) \cdot M_{\text{см}} = 2,3644 \cdot (1130,5 - 323) \cdot 4 = 7637 \text{ кДж}$$

16 Вычислим изменение энтропии в процессе 1-2

$$\Delta S = C_{pm_{см}} \cdot \ln(T_2/T_1) \cdot M_{см} = 2,3644 \cdot \ln(1130,5/323) \cdot 4 = 11,848 \text{ кДж/К}$$

17 Определим работу процесса расширения

$$L = R_{см} \cdot (T_2 - T_1) \cdot M_{см} = 0,4952 \cdot (1130,5 - 323) \cdot 4 = 1599,5 \text{ кДж}$$

18 Проверим точность определения энергетических параметров по выполнению 1 закона термодинамики, учитывая что в изобарном процессе $Q = \Delta H$, поэтому:

$$Q = \Delta U + L \quad (\text{первый закон термодинамики}) \text{ или } \Delta H = \Delta U + L, \text{ то есть}$$

$$7637 = 6037,5 + 1599,5 = 7637!$$

Тепло подведенное в процессе изобарного расширения смеси идеальных газов расходуется на увеличение внутренней энергии и совершения работы. А численно равно изменению энтальпии смеси.

Практическая работа № 16 «Решение задач на определение теплоемкостей газов» по теме «Элементы технической термодинамики»

Вычислить молярную теплоемкость C_{μ} идеального газа для случая процесса, где давление p меняется согласно закону $p = \beta V$. Здесь β - положительная постоянная и V – объем газа. Считать, что молярная теплоемкость газа при постоянном объеме C_v не зависит от температуры газа.

Методические указания по выполнению практической работы:

На основе определения теплоемкости идеального газа

$$C_{\mu} = C_{\mu V} + p \left(\frac{dV}{dT} \right)_p \quad (1.2.1)$$

и уравнения Клапейрона – Менделеева для 1 моля

$$pV = RT \quad (1.2.2)$$

Здесь используется, что внутренняя энергия идеального газа зависит только от температуры T .

С учетом условия задачи уравнение Клапейрона – Менделеева принимает вид

$$\beta V^2 = RT \quad (1.2.3)$$

Отсюда находим, что

$$2\beta V \left(\frac{dV}{dT} \right)_p = R \quad (1.2.4)$$

и

$$p \left(\frac{dV}{dT} \right)_p = \frac{R}{2} . \quad (1.2.5)$$

Подставляя (1.2.5) в определение теплоемкости (1.2.1), получим

$$C_{\mu} = C_{\mu V} + \frac{R}{2} .$$

Практическая работа № 17 «Решение задач на определение параметров насыщенного пара в паровом котле» по теме «Законы термодинамики»

Задача №1

Определить состояние водяного пара, если его давление $p = 0,5$ МПа, а температура $t = 172$ 0С.

Методические указания по выполнению практической работы:

Из таблиц водяного пара давлению 0,5 МПа соответствует температура насыщенного пара $t_n = 151,8$ 0С. Следовательно, пар перегретый и перегрев составляет $t - t_n = 172 - 151,8 = 20,2$ 0С.

Задача № 2

Определить энтальпию и внутреннюю энергию влажного насыщенного пара при $p = 1,3$ МПа и степени сухости пара $x = 0,98$.

Методические указания по выполнению практической работы:

Энтальпия водяного пара $i_x = i' + r \cdot x$.

По таблицам водяного пара находим $i' = 814,5$ кДж/кг, $r = 1973$ кДж/кг, $g'' = 0,1512$ м³/кг. Следовательно,

$$i_x = 814,5 + 1973 \cdot 0,98 = 2748,5 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный объем влажного пара

$$g_x = g'' \cdot x = 0,1512 \cdot 0,98 = 0,148 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Внутренняя энергия влажного насыщенного пара

$$U_x = i_x - p \cdot g_x = 2748,5 - \frac{1,3 \cdot 10^6 \cdot 0,148}{1000} = 2556,1 \text{ кДж/кг.}$$

Задача № 3

Найти энтропию влажного насыщенного пара при $p = 2,4$ МПа и $x = 0,8$.

Методические указания по выполнению практической работы:

Из таблиц водяного пара при $p = 2,4 \text{ МПа}$ имеем $S' = 2,534 \text{ кДж/кг}$, $S'' = 6,272 \text{ кДж/кг}$. Следовательно, энтропия пара

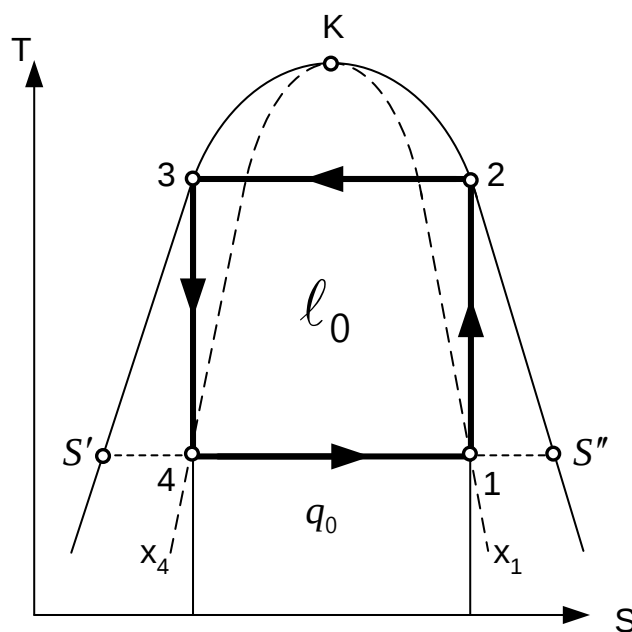
$$S_x = S' + (S'' - S') \cdot x = 2,534 + (6,272 - 2,534) \cdot 0,8 = 5,524 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}.$$

Практическая работа № 18 «Решение задач на дросселирование газов и паров» по теме «Законы термодинамики»

Задача №1

Определить холодильный коэффициент паровой аммиачной установки (с дросселем) по известной температуре влажного пара NH_3 на входе в компрессор $t_1 = -20^\circ\text{C}$ и температуре сухого насыщенного пара NH_3 за компрессором $t_2 = 15^\circ\text{C}$. По заданной холодопроизводительности $Q = 220 \text{ кВт}$

определить массовый расход аммиака и теоретическую мощность привода компрессора. Изобразить цикл в TS-диаграмме.



Методические указания по выполнению практической работы:

Цикл паровой аммиачной установки в TS-диаграмме.

1– 2 – адиабатное сжатие в компрессоре и превращение в сухой пар;

2 – 3 – охлаждение в

конденсаторе и превращение в жидкость;

3 – 4 – адиабатное расширение в дросселе и превращение во влажный пар с x_4 ;

4 – 1- отбор теплоты от охлаждаемого объекта, испарение и повышение степени сухости от x_4 до x_1 .

Холодопроизводительность аммиака, т.е. количество теплоты, поглощаемой 1 кг аммиака от охлаждаемого объекта:

$$q_o = i_1 - i_4 = r \cdot (x_1 - x_4),$$

где $r = 1328,5 \text{ кДж/кг}$ – скрытая теплота парообразования аммиака при $t = -20^\circ\text{C}$.

Значения степеней сухости x_1 и x_4 найдем аналитически, используя постоянство энтропии в обратимом адиабатном процессе.

Для процесса 1 – 2:

$$s_1 = s_2'' = s_1' + (s_1'' - s_1') \cdot x_1,$$

где из таблицы для насыщенного пара NH_3 $s_1' = 3,841 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$ – энтропия кипящего аммиака при $t = -20^\circ\text{C}$;

$s_1'' = 9,090 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$ – энтропия сухого насыщенного пара аммиака при $t = -20^\circ\text{C}$;

$s_2'' = 8,624 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$ – энтальпия сухого насыщенного пара аммиака при $t = +15^\circ\text{C}$.

$$\text{Тогда } x_1 = \frac{s_2'' - s_1'}{s_1'' - s_1'}.$$

Для процесса 3 – 4: $s_4 = s_3' = s_1' + (s_1'' - s_1') \cdot x_4,$

где из таблицы $s_3' = 4,435 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$ – энтропия кипящего аммиака при $t = +15^\circ\text{C}$.

$$\text{Тогда } x_4 = \frac{s_3' - s_1'}{s_1'' - s_1'}.$$

$$\text{Следовательно, } q_o = 1060 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Тепловая нагрузка конденсатора, т.е. количество теплоты, отводимой с охлаждающей водой:

$$q = i_2 - i_3 = r_2,$$

где $r_2 = 1207,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – скрытая теплота парообразования NH_3 при $t = 15^\circ\text{C}$.

$$\text{Следовательно, } q = r_2 = 1207,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работа, затраченная в цикле:

$$l_o = q - q_o = 1207,1 - 1060 = 147,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l_o} = \frac{1060}{147,1} = 7,2.$$

Расход аммиака:

$$M = \frac{Q}{q_o}, \frac{\text{кВт}}{\text{с}}.$$

Теоретическая мощность привода компрессора:

$$N = M \cdot l_o, \text{кВт}.$$

Практическая работа № 19 «Решение задач по определению коэффициента теплопроводности» по теме «Основы теплопередачи»

Задача №1

Определить средний коэффициент теплоотдачи от стенки трубок конденсатора к охлаждающей воде, если температура воды на входе в конденсатор $t_{ж1} = 18^\circ\text{C}$, а на выходе $t_{ж2} = 22^\circ\text{C}$. Скорость воды в трубах $V = 2 \text{ м/с}$, а средняя температура стенок труб, контактирующих с водой $t_{cm} = 30^\circ\text{C}$. Внутренний диаметр трубок $d = 16 \text{ мм} = 0,016 \text{ м}$.

Методические указания по выполнению практической работы:

Решение всех задач конвективного теплообмена необходимо начинать с определения теплофизических параметров теплоносителя. В качестве определяющей принимает среднюю температуру воды в конденсаторе:

$$t_{жср} = \frac{t_{ж1} + t_{ж2}}{2}.$$

Из таблиц теплофизических параметров определяем при температуре теплоносителя $t_{жср} = 20^\circ\text{C}$ коэффициент теплопроводности воды $\lambda_{ж} = 0,6 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}$, коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, критерий Прандтля $Pr = 7,02$, а также значение критерия Прандтля воды при температуре стенки $Pr_c = 5,42$.

Далее определяем режим движения воды, для чего рассчитываем величину критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Значит режим движения турбулентный, и для расчета теплоотдачи можно воспользоваться классической формулой:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$$

Отсюда определяем значение среднего коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{208,14 \cdot 0,6}{0,016}$$

Практическая работа № 20 «Решение задач по расчету конвективного теплообмена» по теме «Основы теплопередачи»

Задача №1

В теплообменнике типа «труба в трубе» в кольцевом канале движется вода со скоростью $V = 3 \text{ м/с}$. Средняя температура воды $t_{жс} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$, средняя температура стенки $t_c = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить средний по длине коэффициент теплоотдачи и тепловую мощность теплообменника, если длина трубы $L = 1,4 \text{ м}$; $d_2/d_1 = 26 \text{ мм} / 20 \text{ мм}$.

Методические указания по выполнению практической работы:

Определяем теплофизические параметры воды:

$\lambda = 0,64 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{град)};$	$\nu = 0,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$	$Pr_{ж} = 4,31;$	$Pr_c = 2,55.$
--	--	------------------	----------------

Определяем режим движения воды:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} =$$

Здесь d — определяющий размер. Для кольцевого зазора в качестве определяющего размера принимается разность диаметров, образующих зазор, $d = d_2 - d_1 = 0,026 - 0,020 = 0,006 \text{ м}$.

Режим движения — турбулентный. Для расчета теплоотдачи можно использовать зависимость:

$$Nu = 0,017 Re^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$$

Отсюда средний коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$

Тепловая нагрузка теплообменника:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t, \text{ Вт},$$

где F — площадь теплопередающей поверхности, м^2 ,

$$F = \pi d L, \text{ м}^2;$$

Δt — разность между температурой теплообменной поверхности $t_c = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и температурой жидкости $t_{жс} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t = t_c - t_{жс}, \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Задача №2

По трубе $d = 60 \text{ мм}$ и длиной $l = 2,9 \text{ м}$ течёт воздух со скоростью $V = 5 \text{ м/с}$. Определить среднее значение теплоотдачи α , если средняя температура воздуха $t_{жс} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Методические указания по выполнению практической работы:

Определяем теплофизические параметры воздуха при его температуре:

$$\nu = 23,13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad l = 0,0321 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}).$$

Определяем режим движения воздуха:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Режим — турбулентный. Для расчета теплоотдачи используем упрощенную зависимость:

$$Nu = 0,018 Re^{0,8},$$

а так как $Nu = \alpha \cdot d/\lambda$, отсюда

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$

Практическая работа № 21 «Решение задач по расчету теплообмена излучением» по теме «Основы теплопередачи»

Задача №1

Охлаждение жидкости осуществляется в горизонтально расположенных трубах диаметром $d=20,0$ мм. Температура жидкости вдали от каждой трубы $t_{ж} = 100$ °С, температура на поверхности трубы $t_c = 20$ °С.

Определить коэффициент теплоотдачи и общую длину трубы, если необходимо отводить $Q = 8,0$ кВт тепла. Теплоноситель – вода.

Методические указания по выполнению практической работы:

Решение. Средняя температура пограничного слоя:

$$t_{cp} = \frac{t_{ж} + t_c}{2}, \text{ °С.}$$

По t_{cp} определим параметры для теплоносителя (П. «А»):

$$\nu = 0,478 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \quad \beta = 5,11 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}, \quad \lambda = 65,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}, \quad Pr = 2,98$$

Критерий Нуссельта при свободной конвекции определяется по формуле Михеева:

$$Nu = c(Gr \cdot Pr)^n$$

Критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{\beta \cdot d^3 \cdot g \cdot (t_{ж} - t_c)}{\nu^2}$$

Произведение ($Gr \cdot Pr$)

По произведению ($Gr \cdot Pr$) определим (П. «В»): $c = 0,135$, $n = 0,33$

Тогда критерий Нуссельта:

$$Nu = c(Gr \cdot Pr)^n$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q}{q}, \text{ м}^2.$$

Длина трубы:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d}, \text{ м}.$$

Задача №2

Определить критерий подобия Нуссельта для естественной конвекции вертикально расположенного цилиндра наружным диаметром $d_n = 50 \text{ Вт/м}$ и длиной $l = 1,5 \text{ м}$, если коэффициент теплоотдачи $\alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$, а коэффициент теплопроводности пограничного слоя жидкости - $\lambda = 2,9 \cdot 10^{-2} \cdot \text{Вт/м}^2 \text{ К}$.

Методические указания по выполнению практической работы:

При естественной конвекции вертикально расположенного цилиндра определяющим размером является его высота. Тогда критерий подобия Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = \frac{50 \cdot 1,5}{2,9 \cdot 10^{-2}} = 2586.$$

Практическая работа № 22 «Проверочный расчет теплообменных аппаратов» по теме «Основы теплового расчета теплообменных аппаратов»

Цель практической работы: изучить алгоритм проверочного расчета теплообменных аппаратов

Методические указания по выполнению практической работы:

Различают два основных вида теплового расчёта теплообменных аппаратов:

- тепловой поверочный;
- тепловой конструктивный.

Целью *теплового поверочного расчёта* является определение тепловой мощности аппарата (теплового потока, передаваемого в теплообменнике) и температур теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата. Тип теплообменного аппарата и схема движения теплоносителей известны. Также заданы физические свойства теплоносителей, их расходы, температуры на входе, площадь поверхности теплообмена. Поверочный расчёт обычно проводят для проверки соответствия действительных характеристик теплообменника нормативным.

Основная задача *теплового конструктивного расчёта* заключается в определении площади поверхности теплообмена, необходимой для обеспечения требуемых параметров теплоносителей. При этом тип теплообменного аппарата и схема движения теплоносителей могут быть заданы или приняты автором проекта. В расчете могут быть заданы физические свойства теплоносителей, их расходы, начальные температуры теплоносителей, а также температура одного из теплоносителей на выходе из теплообменника или тепловая мощность аппарата. В ходе расчёта оп-

ределяют площадь поверхности теплообмена, неизвестную температуру на выходе и тепловую мощность теплообменника.

Тепловой конструктивный расчет проводят совместно с компоновочным, гидравлическим, механическим и технико-экономическим расчетами.

В ходе *компоновочного расчёта* определяются основные соотношения между площадью поверхности теплообмена и геометрическими размерами аппарата.

При выполнении *гидравлического расчёта* находят гидравлическое сопротивление при транспорте теплоносителей в теплообменном аппарате и выбирают перекачивающее оборудование.

Механический расчёт проводят для оценки прочности, жёсткости элементов теплообменника, надежности их соединений при статических (от давления) и динамических (от вибрации) нагрузках на всех предусмотренных режимах работы.

В *технико-экономическом расчёте* определяют затраты на изготовление и эксплуатацию теплообменного аппарата. Важным этапом является оптимизация конструктивных и режимных характеристик теплообменника по заданному критерию оптимальности.

Все перечисленные виды расчетов объединяет *проектный расчёт*.

3.1. Тепловой поверочный расчет

Тепловой поверочный расчет выполняют для конкретного теплообменника, конструктивные размеры которого, а следовательно, и площадь поверхности теплообмена из-

вестна ($F_{\text{действ}}$). Также заданы расходы теплоносителей (G_1, G_2). Требуется определить температуры теплоносителей на выходе из теплообменника (T_1'', T_2'') и тепловую мощность аппарата (Q).

Алгоритм выполнения теплового поверочного расчета состоит из следующих этапов.

1. Задают неизвестную по условию температуру на выходе из теплообменника (T_1'' или T_2'') из интервала $T_2' \div T_1'$.

2. Из уравнения теплового баланса находят тепловую мощность аппарата Q и незаданную температуру теплоносителя на выходе из теплообменника.

3. Строят график изменения температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева $T=f(F)$ и рассчитывают среднюю разность температур теплоносителей $\overline{\Delta T}$.

4. Определяют коэффициенты теплоотдачи α_1, α_2 и коэффициент теплопередачи k .

5. Находят площадь поверхности теплообмена $F_{\text{расч}}$ из уравнения теплопередачи.

6. Сравнивают $F_{\text{действ}}$ и $F_{\text{расч}}$.

Если $\Delta = \frac{|F_{\text{расч}} - F_{\text{действ}}|}{F_{\text{действ}}} < 5\%$, то расчет заканчивают, ина-

че вычисления повторяют с пункта 1, принимая новое значение заданной в п.1 температуры на выходе одного из теплоносителей.

Рассмотренный алгоритм может быть реализован путем выполнения достаточно большого количества последовательных приближений. Число итераций при расчете температур теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата можно сократить, используя понятия *эффективности теплообменного аппарата*.

Под *эффективностью* теплообменного аппарата понимают отношение количества теплоты, переданного в

данном аппарате, к количеству теплоты, переданного в противоточном аппарате с бесконечно большой поверхностью теплообмена с теми же параметрами на входе.

Без учета тепловых потерь в теплообменнике ($Q_1 = Q_2$) *эффективность* равна:

$$E = \frac{Q_1}{Q_{\max}} = \frac{Q_2}{Q_{\max}}, \quad (3.1)$$

где $Q_1 = G_1 \cdot c_{p,1} \cdot (T_1' - T_1'')$ – теплота (тепловой поток), отдаваемая горячим теплоносителем; $Q_2 = G_2 \cdot c_{p,2} \cdot (T_2'' - T_2')$ – теплота, получаемая холодным теплоносителем; $Q_{\max} = W_{\min} \cdot \delta T_{\max} = W_{\min} \cdot (T_1' - T_2')$ – максимальное количество теплоты, которое можно предать в противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена; $W_{\min}$ – минимальная расходная теплоемкость (водяной эквивалент) теплоносителей, Вт/К.

В таком идеальном теплообменном аппарате при условии $W_1 > W_2$ (рис. 3.1, а) температура холодного теплоносителя на выходе становится равной температуре горячего теплоносителя на входе или при $W_2 > W_1$ (рис. 3.1, б) температура горячего теплоносителя на выходе принимает значение температуры холодного теплоносителя на входе. Поэтому максимальная разность температур равна $\delta T_{\max} = T_1' - T_2'$.

С учетом выражений для расчета Q_1 , Q_2 и $Q_{\max}$ формула (3.1) примет вид:

— для горячего теплоносителя

$$E = \frac{G_1 \cdot c_{p,1} \cdot (T_1' - T_1'')}{W_{\min} \cdot (T_1' - T_2')}; \quad (3.2)$$

— для холодного теплоносителя

$$E = \frac{G_2 \cdot c_{p,2} \cdot (T_2'' - T_2')}{W_{\min} \cdot (T_1' - T_2')} \quad (3.3)$$

Используя формулы (3.2) и (3.3) несложно рассчитать температуры обоих теплоносителей на выходе из теплообменника, предварительно определив эффективность рекуператора. Эффективность теплообменного аппарата при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей рассчитывают по формулам [2]:

$$E_{\text{прямоток}} = \frac{1 - e^{-N \cdot (1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}})}}{1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}} \quad (3.4)$$

$$E_{\text{противоток}} = \frac{1 - e^{-N \cdot (1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}})}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N \cdot (1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}})}} \quad (3.5)$$

где $N = \frac{k \cdot F}{W_{\min}}$ – безразмерный коэффициент теплопередачи, который характеризует теплообменную (теплопередающую) способность теплообменника.

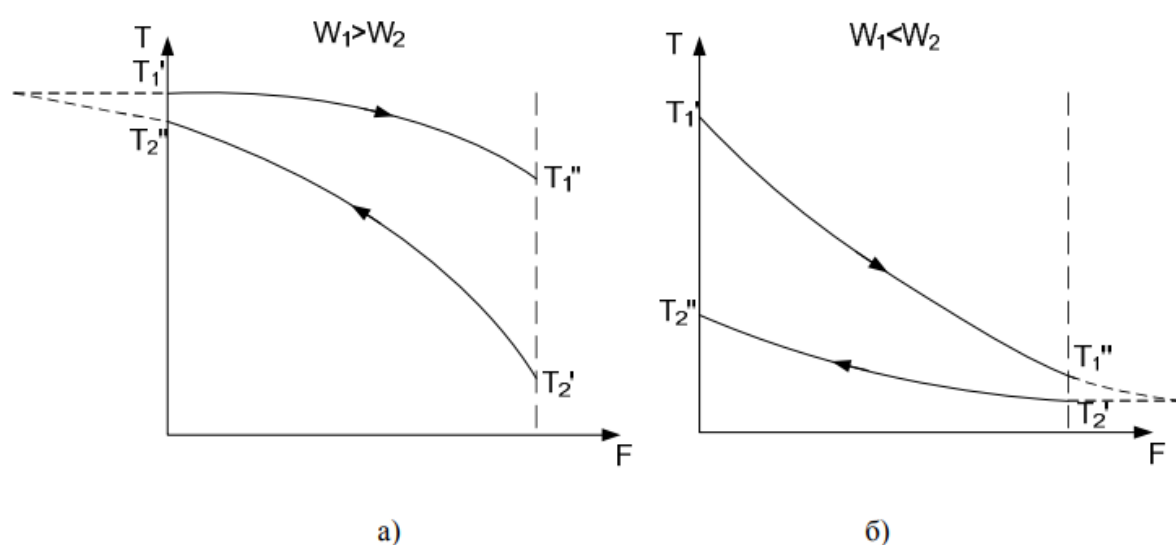


Рис. 3.1. К расчету максимальной разности температур в идеальном противоточном теплообменном аппарате

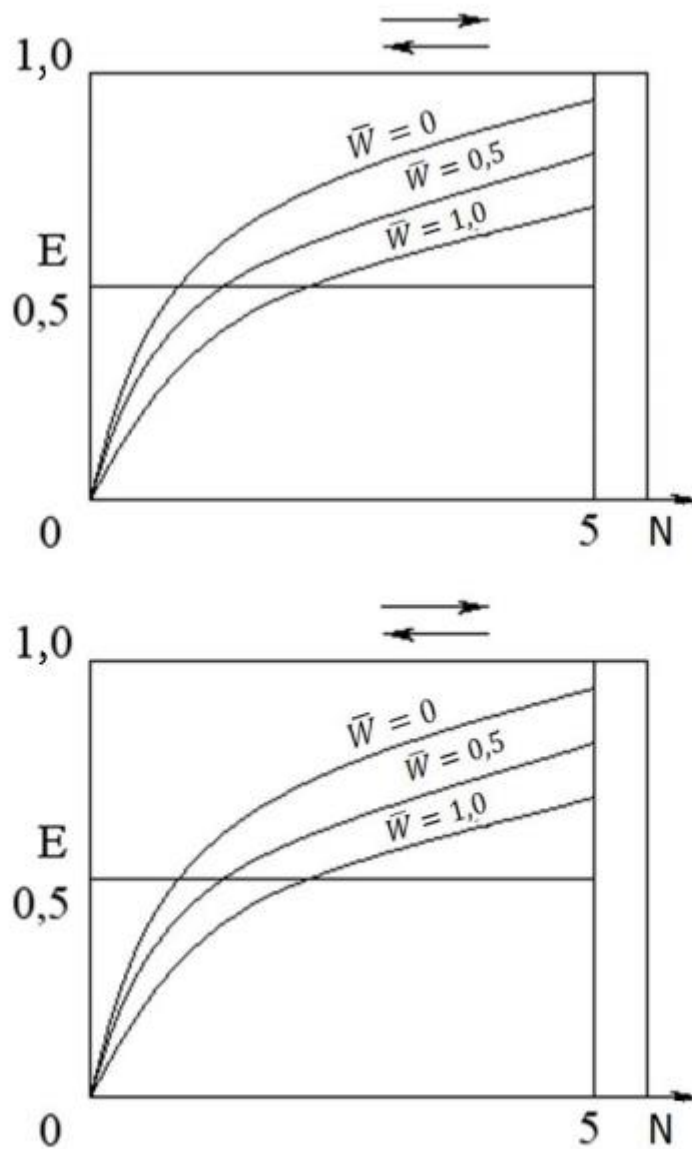


Рис. 3.2. Зависимость эффективности теплообменника от безразмерного коэффициента теплопередачи при разных значениях отношения водяных эквивалентов $\bar{W} = W_{\min} / W_{\max}$ для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей

В зарубежной технической литературе безразмерный коэффициент теплопередачи называют "числом единиц переноса теплоты" или NTU (Number of Heat Transfer

Units). В отечественной технической литературе безразмерный коэффициент теплопередачи иногда обозначают греческой буквой "каппа" $N \equiv NTU \equiv \chi$.

Зависимость $E = f(N)$ имеет асимптотический характер и для разных значений отношения водяных эквивалентов $\overline{W} = W_{\min} / W_{\max}$ показана на рис. 3.2.

Из анализа графиков, изображенных на рис. 3.2, можно сделать вывод о том, что эффективность максимальна при отношении водяных эквивалентов, равном нулю, т.е. при условии, когда один из водяных эквивалентов много больше другого.

Зная эффективность теплообменного аппарата, температуры теплоносителей на выходе из теплообменника рассчитывают по формулам:

— при условии $W_1 = W_{\min}$

$$T_1'' = T_1' - E \cdot (T_1' - T_2'); \quad (3.6)$$

$$T_2'' = T_2' + \frac{W_1}{W_2} E \cdot (T_1' - T_2'); \quad (3.7)$$

— при условии $W_2 = W_{\min}$

$$T_1'' = T_1' - \frac{W_2}{W_1} \cdot E \cdot (T_1' - T_2'); \quad (3.8)$$

$$T_2'' = T_2' + E \cdot (T_1' - T_2'). \quad (3.9)$$

При изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей температуру другого теплоносителя на выходе и теплообменника рассчитывают по формулам:

— конденсация ($W_1 \rightarrow \infty$)

$$T_1' = T_1'' = T_1; \quad (3.10)$$

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}}; \quad (3.11)$$

— кипение ($W_2 \rightarrow \infty$)

$$T_2' = T_2'' = T_2; \quad (3.12)$$

$$T_1'' = T_2 + (T_1' - T_2) \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_1}}. \quad (3.13)$$

Алгоритм поверочного расчета с использованием понятия эффективности теплообменного аппарата будет следующим.

1. В первом приближении принимают $T_1 = T_1'$ и $T_2 = T_2'$.

2. Определяют коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 и коэффициент теплопередачи k (см. разделы 1.4 и 1.5 пособия).

При этом в зависимости от исходных данных из уравнения неразрывности определяют скорости движения или массовые расходы теплоносителей.

Если теплоносителем является газ, то плотность газа находят с учетом давления из уравнения Менделеева-Клапейрона:

$$\rho = \frac{p\mu}{R_\mu T},$$

где $R_\mu = 8314$ Дж/(кгК) – универсальная газовая постоянная; μ – молярная масса газа, кг/кмоль; p – давление газа, Па; T – температура газа, К.

Кинематический коэффициент вязкости для газа $\nu = \mu_{am} / \rho$, где μ_{am} – динамический коэффициент вязкости при атмосферном давлении, Па·с.

3. Находят температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата T_1'' и T_2'' по формулам (3.6)÷(3.13).

4. Если расхождение между принятой и полученной температурами больше 5%, то расчет повторяют с пункта 2.

5. Из уравнения теплового баланса определяют тепловую мощность аппарата Q .

При использовании данного алгоритма итерационный процесс сходится за 1÷2 приближения. Величину $F_{\text{расч}}$ здесь определять не надо, т.к. в формулы (3.6)÷(3.13) сразу подставляют действительное значение поверхности теплообменника.

Практическая работа № 22 «Конструктивный расчет теплообменных аппаратов» по теме «Основы теплового расчета теплообменных аппаратов»

Цель практической работы: изучить алгоритм конструктивного расчета теплообменных аппаратов

Методические указания по выполнению практической работы:

При выполнении теплового конструктивного расчета определяют поверхность теплообмена, необходимую для реализации заданной целевой функции – нагреть холодный теплоноситель или охладить горячий теплоноситель до заданной температуры.

Последовательность теплового конструктивного расчета следующая.

1. Из уравнения теплового баланса находят тепловую мощность аппарата и неизвестную температуру теплоносителя на выходе из теплообменника.

При этом надо учитывать, что удельная теплоемкость c_p является функцией неизвестной температуры и поэтому расчет ведут методом последовательных приближений.

Например, необходимо определить температуру горячего теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата T_1'' . Для этого находят удельную теплоемкость c_{p1} по справочнику [1] при температуре на входе T_1' . Затем из уравнения теплового баланса определяют температуру горячего теплоносителя на выходе по формуле

$$T_1'' = T_1' - \frac{Q}{G_1 \cdot c_{p1}}. \quad (3.14)$$

Зная T_1'' , рассчитываем среднюю температуру горячего теплоносителя $T_1 = (T_1' + T_1'') / 2$ и уточняем значение c_{p1} и T_1'' по формуле (3.14). Если отличие вновь найденной температуры меньше 5%, расчет заканчивают, иначе еще раз уточняют температуру T_1'' и снова находят из справочных таблиц значение c_{p1} .

2. Строят график изменения температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева $T=f(F)$ и рассчитывают среднюю разность температур теплоносителей $\overline{\Delta T}$ (см. раздел 1.3 пособия).

3. Определяют коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 и коэффициент теплопередачи k (см. раздел 1.4 пособия).

4. Находят площадь поверхности теплообмена F из уравнения теплопередачи по формуле (1.19).

5. Выполняют расчет конструктивных параметров теплообменного аппарата.

Компоновочный расчет секционного теплообменника типа «труба в трубе»

Компоновочный расчет проводят совместно с тепловым конструктивным и гидравлическим расчетами. Целью компоновочного расчета секционного теплообменника является определение числа параллельно $\mathbf{n}_1$ и последовательно $\mathbf{n}_2$ соединенных секций аппарата. Число параллельно соединенных секций находят из условия рекомендуемого значения скоростей теплоносителей, которое следует из гидравлического расчета теплообменника. Диапазон рекомендуемых значений скоростей теплоносителей:

- $w_r = 5 \div 25$ м/с для газообразных теплоносителей;
- $w_{ж} = 0,5 \div 3$ м/с для жидкостных (капельных) теплоносителей.

Алгоритм расчета n_1 следующий.

1. Из уравнения неразрывности находят скорости движения теплоносителей без распараллеливания потоков теплоносителей, т.е. при $n_1 = 1$

$$w_1^{n_1=1} = \frac{G_1}{\rho_1 f_1}; \quad (3.15)$$

$$w_2^{n_1=1} = \frac{G_2}{\rho_2 f_2}, \quad (3.16)$$

где $w_1^{n_1=1}$ и $w_2^{n_1=1}$ – скорости горячего и холодного теплоносителей при $n_1=1$.

2. Сравнивают значения скоростей $w_1^{n_1=1}$ и $w_2^{n_1=1}$ с рекомендуемым интервалом изменения скоростей

$$w_{\min} \leq w_1^{n_1=1} \leq w_{\max} \text{ и } w_{\min} \leq w_2^{n_1=1} \leq w_{\max}, \quad (3.17)$$

где $w_{\min} = 0,5$ м/с и $w_{\max} = 3$ м/с для жидкостных теплоносителей и соответственно $w_{\min} = 5$ м/с и $w_{\max} = 25$ м/с для газообразных теплоносителей.

3. Выбирают значение n_1 таким образом, чтобы скорости w_1 и w_2 находились в рекомендуемом интервале значений скоростей $w_{\min} \leq w_1$, $w_2 \leq w_{\max}$:

$$w_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{n_1} \text{ и } w_2 = \frac{w_2^{n_1=1}}{n_1}. \quad (3.18)$$

При выборе числа параллельных секций n_1 возможны следующие варианты.

а) У одного из теплоносителей скорость лежит в заданном интервале скоростей, а у другого теплоносителя превышает $w_{\max}$ и необходимо распараллеливание этого потока.

Например, $w_{\min} \leq w_2^{n_1=1} \leq w_{\max}$, а $w_1^{n_1=1} \gg w_{\max}$, тогда $n_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{w_1^{\text{зад}}}$, где $w_1^{\text{зад}}$ – скорость потока из заданного интер-

вала. В этом случае горячий теплоноситель поступает в n_1 параллельно соединенных секций, а холодный теплоноситель последовательно проходит через все секции. Например, для $n_1 = 3$ и $n_2 = 2$ при противоточной схеме движения теплоносителей и движении горячего флюида в центральных трубках, а холодного в кольцевом зазоре получим следующую компоновочную схему секционного теплообменника (рис. 3.3).

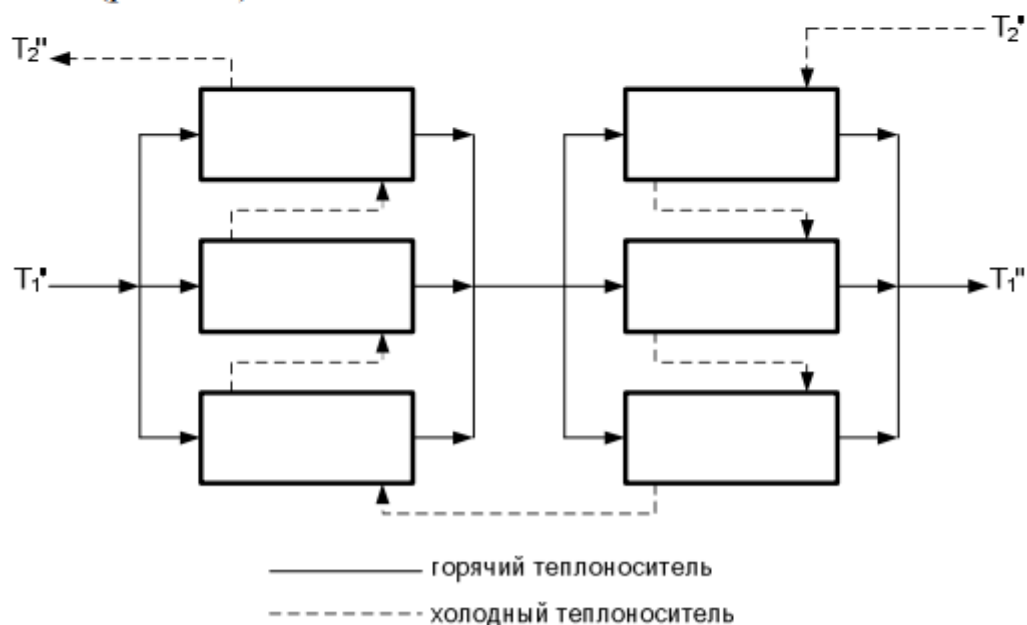


Рис. 3.3. Компоновка теплообменника «труба в трубе» при $n_1 = 3$ и $n_2 = 2$ и противоточной схеме движения теплоносителей

б) Скорости течения обоих теплоносителей превышают заданные из гидравлического расчета максимально допустимые значения скорости $w_1^{n_1=1}$, $w_2^{n_1=1} \gg w_{\max}$. В этом случае необходимо подобрать n_1 таким, чтобы для обоих теплоносителей одновременно выполнялось условие:

$$w_{\min} \leq w_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{n_1} \leq w_{\max}, \quad (3.20)$$

$$w_{\min} \leq w_2 = \frac{w_2^{n_1=1}}{n_1} \leq w_{\max}. \quad (3.21)$$

Например, $n_1=2$ и $n_2=3$, при прямоточной схеме движения теплоносителей и течения холодного теплоносителя в центральных трубках, а горячего – в кольцевом канале, имеем следующую компоновку секционного теплообменника (рис. 3.4).

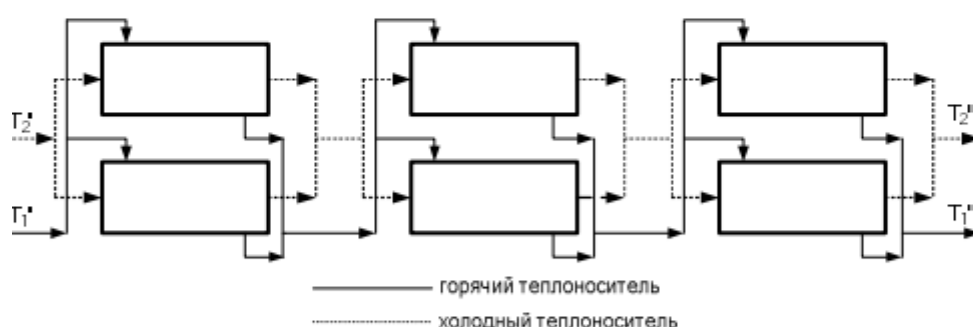


Рис. 3.4. Компоновка теплообменника «труба в трубе» при $n_1 = 2$ и $n_2 = 3$ и прямоточной схеме движения теплоносителей

При расчете секционного теплообменника выбор числа параллельно соединенных секций n_1 выполняют на этапе определения коэффициентов конвективной теплоотдачи. Расчет числа последовательно соединенных секций n_2 проводят после выполнения теплового расчета, в результате которого находят площадь поверхности теплообмена F , необходимую для нагрева или охлаждения теплоносителей, по формуле

$$n_2 = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot l \cdot n_1}, \quad (3.22)$$

где F – площадь поверхности теплообмена; d^* – расчетный диаметр малой трубы; n_1 – число параллельно соединенных секций; l – длина труб.

Если коэффициенты теплоотдачи различаются на порядок, в качестве d^* берется диаметр трубы со стороны меньшего из α_1 и α_2 , в противном случае $d^* = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}})$.

Число последовательно соединенных секций n_2 округляют в большую сторону и уточняют длину трубок:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot n_1 \cdot n_2}. \quad (3.23)$$

Практические работы № 23,24,25 «Расчет теплового баланса котельного агрегата. Определение расхода топлива, необходимого для горения. Выбор топлива, исходя из его теплотворной способности» по теме «Котельные агрегаты»

Цель практических работ: изучить алгоритм и выполнить расчет теплового баланса котельного агрегата, определить расход топлива, необходимого для горения, выбрать топливо, исходя из его теплотворной способности.

Методические указания по выполнению практических работ:

Тепловой баланс котла — это следующее из закона сохранения энергии равенство количества располагаемой теплоты топлива, поступающего в котёл, сумме полезно используемой в нём теплоты и тепловых потерь. Сведение такого баланса позволяет оценить КПД котла и проверить тепловые расчёты. Выражается в величинах энергии, отнесённых к единице массы твёрдого или жидкого топлива или объёма газообразного топлива (обозначаются заглавными буквами Q) или в относительном виде, в процентах от

располагаемой теплоты (обозначаются строчными буквами q , $q_i = Q_i / Q_p^p$)

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

$$100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$$

Нумерация этих величин является общеупотребительной.

Задание на расчёт теплового баланса парового котла,
порядок его выполнения

Задание на расчёт теплового баланса парового котла должно содержать следующие данные:

- тип парового котла;
- номинальную паропроизводительность и параметры пара;
- месторождение и марку топлива;
- способ сжигания топлива.

Задание на расчёт теплового баланса парового котла прилагается в Приложениях, таблице П1.

Данные по составу топлива – Приложения, таблицы П2, П3.

2. Выбор температуры уходящих газов и коэффициента избытка воздуха

Температура уходящих газов оказывает решающее влияние на экономичность работы парового котла, так как потеря теплоты с уходящими газами является при нормальных условиях эксплуатации наибольшей, даже в сравнении с суммой других потерь. Однако глубокое охлаждение газов требует увеличения размеров конвективных поверхностей нагрева и во многих случаях приводит к усилению низкотемпературной коррозии.

Температура уходящих газов за хвостовой поверхностью нагрева (экономайзером) $t_{ух}$ выбирается в зависимости от вида сжигаемого топлива по таблице 1.

Таблица 1. Рекомендуемые температуры уходящих газов, °С

ТОПЛИВО	$t_{ух}$
Мазут:	
высокосернистый, $S^p > 2,0\%$	150 ÷ 160
сернистый, $S^p = 0,5 \div 2,0\%$	130 ÷ 140
малосернистый, $S^p < 0,5\%$	120 ÷ 130
Природный газ	120 ÷ 130

Для расчёта действительных объёмов продуктов горения по поверхностям нагрева котельного агрегата прежде всего выбирают коэффициенты избытка воздуха на выходе из топки α_m и присосы воздуха в отдельных элементах котла $\Delta\alpha$. Коэффициент избытка воздуха α_m должен обеспечить практически полное сгорание топлива. Он выбирается в зависимости от типа топочного устройства и вида сжигаемого топлива по таблице 2.

Таблица 2. Расчётный коэффициент избытка воздуха на выходе из топки

Топка	Топливо	Коэффициент
Камерная топка	Природный газ	1,05 ÷ 1,1
	Мазут	1,03 ÷ 1,05

В топку и газоходы котла при наличии в них отверстий и неплотностей из атмосферы поступает воздух, который называют присосом $\Delta\alpha$. Избыток воздуха в топке α_m включает в себя коэффициент избытка воздуха, подаваемого в горелки $\alpha_{гор}$ и присосы холодного воздуха извне при работе топки под разрежением $\Delta\alpha_m$, происходящие в основном в нижней части топки.

При выбранном α_m избыток воздуха, поступающий в зону горения топлива, определяется как $\alpha_{гор} = \alpha_m - \Delta\alpha_m$. В газоплотных топках у котлов серии ДЕ $\Delta\alpha_m = 0$. Следовательно, $\alpha_{гор} = \alpha_m$.

За счёт присосов коэффициенты избытка воздуха от топки к дымовой трубе по тракту возрастают. Избыток воздуха за каждой поверхностью нагрева после топочной камеры α_2'' получают прибавлением к α_m суммы соответствующих присосов воздуха, т. е. $\alpha_2'' = \alpha_m + \sum_1^2 \Delta\alpha$. Присосы воздуха в газоходах парового котла принимают по таблице 3.

При распределении коэффициентов избытка воздуха по газоходам следует ознакомиться с конструкцией парового котла, для которого проводится поверочный расчёт.

У котла DE 25 – 14 ГМ конвективная часть состоит из двух газоходов. Первый газоход выполнен с шахматным расположением труб в пучке, второй – с коридорным. Остальные котлы этой серии имеют по одному газоходу с коридорным расположением труб.

Таблица Расчётные присосы холодного воздуха в газоходах

Поверхность нагрева	Обозначения	Присос
Газоходы конвективных поверхностей нагрева: шахматный котельный пучок коридорный котельный пучок	$\Delta\alpha_{\varepsilon I}$ $\Delta\alpha_{\varepsilon II}$	0,05 0,1
Водяной чугунный экономайзер	$\Delta\alpha_{\varepsilon}$	0,1
Газоходы за котельным агрегатом (на каждые 10 м): стальные кирпичные	$\Delta\alpha_{\delta}$ $\Delta\alpha_{\delta}$	0,01 0,05

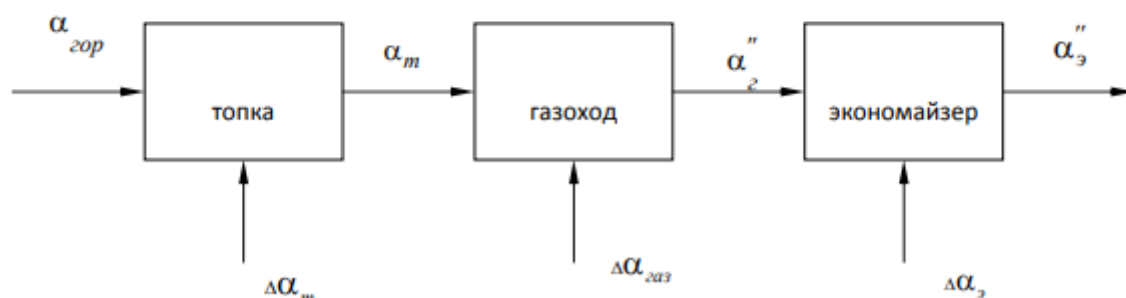


Рис. 1. Распределение коэффициентов избытка воздуха по поверхностям нагрева котла

Расчёт объёмов воздуха и продуктов сгорания

По общепринятой методике [1], объёмы продуктов сгорания и воздуха выражаются в м^3 при нормальных условиях (0°C и $0,1 \text{ МПа}$) при сжигании 1 кг жидкого топлива или 1 м^3 газообразного топлива.

Для жидкого топлива расчёт производится исходя из состава рабочей массы по следующим формулам:

теоретический объём воздуха:

$$V^o = 0,089(C^p + 0,375S^p) + 0,265H^p - 0,033O^p, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (3.1)$$

теоретические объёмы продуктов сгорания воздуха;

$$V_{\text{RO}_2}^o = 0,0187(C^p + 0,375S^p), \text{ м}^3/\text{кг} \quad (3.2)$$

$$V_{\text{N}_2}^o = 0,79 \cdot V^o + 0,008 \cdot N^p, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (3.3)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^o = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V^o, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (3.4)$$

$$V_{\varepsilon}^o = V_{\text{RO}_2}^o + V_{\text{N}_2}^o + V_{\text{H}_2\text{O}}^o, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (3.5)$$

При сжигании природного газа расчёт теоретических объёмов воздуха и продуктов сгорания производится на основании процентного состава компонентов, входящих в него:

теоретический объём воздуха:

$$V^o = 0,0476 \cdot [\sum (m + 0,25 \cdot n) \cdot C_m H_n + 0,5 \cdot (CO + H_2) + 1,5 \cdot H_2S - O_2], \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (3.6)$$

теоретические объёмы продуктов сгорания воздуха:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (\sum m \cdot C_m H_n + CO_2 + CO + H_2S), \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (3.7)$$

$$V_{\text{N}_2}^o = 0,79 \cdot V^o + 0,01 \cdot N_2; \quad (3.8)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \cdot (\sum 0,5 \cdot n \cdot C_m H_n + H_2S + H_2 + 0,124 \cdot d_{\text{z.mt}} + 1,61 \cdot V^o), \quad (3.9)$$

где $d_{\text{z.mt}}$ – влагосодержание газообразного топлива при расчётной температуре 10°C ($d_{\text{z.mt}} = 10 \text{ з} / \text{м}^3$).

Найти V_z^0 для газа по формуле 3.5.

Расчёт объёмов продуктов сгорания в поверхностях нагрева сводят в таблицу 4.

Таблица 4. Объём продуктов сгорания

Величина и расчётная формула	Поверхность нагрева		
	топочная камера	газоход *	экономайзер
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha_i'' = \alpha_m + \sum \Delta \alpha_i$			
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp}			
Действительный объём водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V^0, \text{ м}^3 / \text{м}^3$			
Полный объём газов $V_z = V_z^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V^0, \text{ м}^3 / \text{м}^3$			
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_z}$			
Объёмная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_z}$			
Объёмная доля трёхатомных газов и водяных паров $r_n = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$			

* Для котлов ДЕ – 25 таблица 4 содержит два газохода.

4. Расчёт энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Для всех видов топлива энтальпии теоретических объёмов воздуха и продуктов сгорания, кДж/м³, при расчётной температуре ν , °C, определяют по формулам:

$$J_B^o = V^o \cdot C_B \cdot \nu, \quad (4.1)$$

$$J_c^o = (V_{RO_2} \cdot C_{RO_2} + V_{N_2}^o \cdot C_{N_2} + V_{H_2O}^o \cdot C_{H_2O}) \cdot \nu. \quad (4.2)$$

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха α

$$J_c = J_c^o + (\alpha'' - 1) \cdot J_B^o. \quad (4.3)$$

В приведённых формулах: C_B ; C_{RO_2} ; C_{N_2} ; C_{H_2O} – теплоёмкость соответственно, воздуха, трёхатомных газов, азота и водяных паров, кДж/м³К, значения выбираются по табл. П4 Приложения.

α'' – коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева.

Результаты расчёта энтальпии газов при действительных избытках воздуха сводятся в таблицу 5.

Таблица 5. Энтальпия продуктов сгорания

Поверхность нагрева	Темпер. за поверхностью, ν , °C	J_c^o	J_B^o	$(\alpha'' - 1) \cdot J_B^o$	$J_c = J_c^o + (\alpha'' - 1) \cdot J_B^o$
Топочная камера, α_m	2000 900				
Газоход, $\alpha_c = \alpha_m + \Delta\alpha_{газ}$	1100 200				
Экономайзер, $\alpha_s = \alpha_c + \Delta\alpha_s$	300 100				

Поскольку на данном этапе расчёта температура газов за той или иной поверхностью нагрева ещё неизвестна, расчёт энтальпий газов делается на весь возможный в данной поверхности диапазон температур.

При наличии у парового котла двух газоходов расчёт энтальпии производится для каждого газохода в отдельности. Котёл типа ДЕ – 25 имеет два газохода. Температура за поверхностью нагрева 1^{го} газохода $\nu = 1100 \div 500$, 2^{го} газохода $\nu = 600 \div 200$. По результатам расчёта строится $J - \nu$ -диаграмма, см. рис. 1П в Приложении. $J - \nu$ -диаграмму следует построить на миллиметровой бумаге, так как от точности построения её будет зависеть точность последующих расчётов.

Тепловой баланс парового котла

Распределение теплоты, вносимой в котел при сжигании топлива, на полезно использованную теплоту и тепловые потери носит название теплового баланса.

Тепловой баланс составляется на 1 кг твердого топлива или жидкого топлива и 1 м³ газообразного топлива.

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \text{ кДж/кг, кДж/м}^3 \quad (5.1)$$

где Q_p^p – располагаемая теплота топлива;

Q_1 – полезно используемая теплота для производства водяного пара;

Q_2 – потери теплоты с уходящими газами;

Q_3 – потери теплоты от химической неполноты сгорания;

Q_4 – потери теплоты от механической неполноты сгорания (для твердого топлива);

Q_5 – потери теплоты в окружающую среду;

Q_6 – потери с физической теплотой шлаков (для твердого топлива).

Если отнести все слагаемые теплового баланса к располагаемой теплоте и выразить их в процентах, то уравнение (5.1) примет вид:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \% \quad (5.2)$$

Коэффициент полезного действия котельного агрегата (брутто) определяется из данного уравнения:

$$\eta_{бр} = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \% \quad (5.3)$$

Располагаемая теплота топлива определяется по уравнению:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{мл} + Q_{внш} + Q_{н.ф}. \quad (5.4)$$

Для газообразного топлива $Q_p^p = Q_n^p$. Для мазута учитывается физическая теплота топлива $Q_{мл}$.

$$Q_{мл} = c_{мл} \cdot t_{мл}, \text{ кДж/кг}, \quad (5.5)$$

где $c_{мл}$ – теплоёмкость мазута;

$t_{мл}$ – температура мазута, обычно она составляет 90÷140°С. Зависит от сернистости мазута, чем больше сернистость, тем выше $t_{мл}$.

$$c_{мл} = 1,74 + 0,0025 \cdot t_{мл}, \text{ кДж/кгК}. \quad (5.6)$$

В случае предварительного подогрева дутьевого воздуха в калориферах теплоту такого подогрева $Q_{внш}$ включают в располагаемую теплоту топлива.

В случае предварительного подогрева дутьевого воздуха в калориферах теплоту такого подогрева $Q_{внш}$ включают в располагаемую теплоту топлива.

$$Q_{внш} = \alpha_{гор} \cdot (i_{гв}^o - i_{хв}^o), \quad (5.7)$$

$i_{\text{гв}}^o, i_{\text{хв}}^o$ – энтальпии теоретического объёма горячего и холодного воздуха.

При использовании для распыла мазута паромеханических форсунок в топку котла вместе с разогретым топливом поступает пар. Он вносит дополнительную теплоту $Q_{\text{н.ф}}$.

$$Q_{\text{н.ф}} = G (i_{\text{н}} - 2510), \quad (5.8)$$

где G – расход пара на 1 кг топлива, кг/кг;

$i_{\text{н}}$ – энтальпия дутьевого пара;

2510 – величина расчётной энтальпии водяного пара, сбрасываемого с продуктами сгорания в атмосферу.

При паровом распыливании мазута расход пара составляет $G = 0,3 \div 0,35$ кг/кг.

Потеря теплоты с уходящими газами определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{J_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} \cdot J_{\text{в}}^o}{Q_{\text{р}}} \cdot (100 - q_4), \% \quad (5.9)$$

где J_{yx} – энтальпия уходящих газов при α_{yx} и v_{yx} , кДж/кг, кДж/м³, определяется по $J-v$ -диаграмме;

α_{yx} – коэффициент избытка воздуха за экономайзером;

$J_{\text{в}}^o$ – энтальпия воздуха при температуре в котельной $t_{\text{хв}} = 30^\circ\text{C}$, определяется по формуле (4.1). Теплоёмкость воздуха при $t_{\text{хв}} = 30^\circ\text{C}$ составляет $c_{\text{хв}} = 1,29$.

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания q_3 зависит от рода топлива и типа топочного устройства. При сжигании мазута и природного газа $q_3 = 0,5\%$.

Потеря теплоты от наружного охлаждения q_5 для стационарных паровых котлов принимается по данным рис. 2. Распределение q_5 по отдельным элементам котельного агрегата производится пропорционально количеству теплоты, отдаваемому продуктами сгорания в соответствующем элементе, и учитывается введением коэффициента сохранения теплоты φ :

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\text{бп}} + q_5}.$$

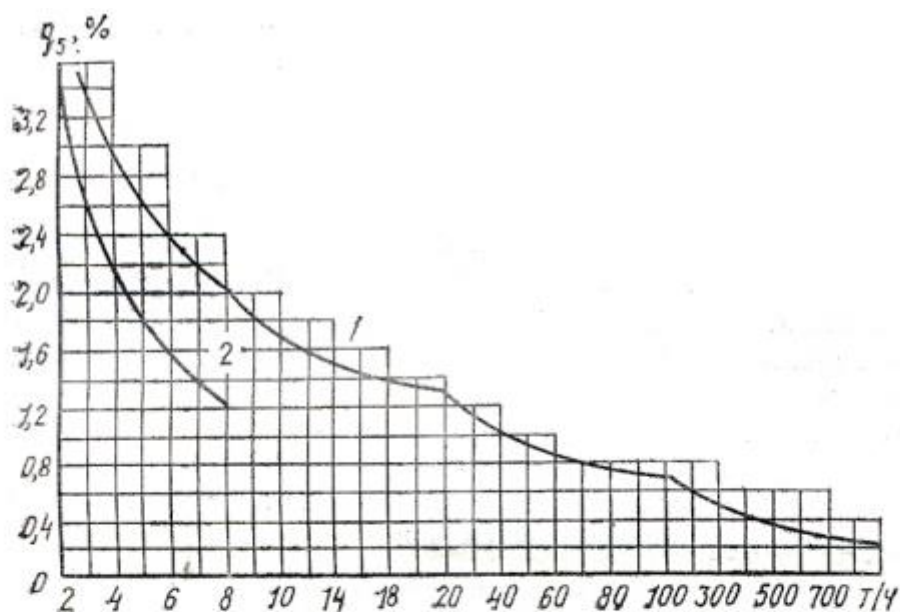


Рис. 2. Потери теплоты от наружного охлаждения котла в зависимости от паропроизводительности котла

Полное количество полезно используемой теплоты Q_1 для производства водяного пара определяется по формуле:

$$Q_1 = D \cdot \left[(i'' - i_{n.в}) + \frac{П}{100} \cdot (i' - i_{n.в}) \right], \text{ кДж/ч}, \quad (5.11)$$

где D – паропроизводительность агрегата, кг/ч;

i'' , i' – энтальпия, соответственно, насыщенного пара и котловой воды, кДж/кг, принимается при давлении в котле [Таблица П5];

$i_{n.в}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг, принимается в соответствии с формулой:

$$i_{n.в} = c_v \cdot t_{n.в}, \quad (5.12)$$

где c_v – теплоёмкость питательной воды, принимают равной 4,19 кДж/кг;

$t_{n.в}$ – температура питательной воды, принимают равной 104 °С.

$П$ – процент непрерывной продувки, принимается равным 3%.

Расход топлива, подаваемого в топку, определяется по формуле:

$$B = \frac{Q_1}{3600 \cdot Q_p^p \cdot \eta_{бр}} 100, \text{ кг/с, м}^3/\text{с} \quad (5.13)$$

Таблица

Две послед- ние цифры	Марка котла	Давление на выходе, Мпа	Топливо	
			Газ (место рож- дения)	Мазут
00,25,50,75	ДЕ 4-14 ГМ	1,0	Оренбургское	-
01,26,51,76	ДЕ 6,5-14 ГМ	0,9	Уренгойское	-
02, 27,52, 77	ДЕ 10-14 ГМ	0,8	Бугурусланское	-
03,28,53,78	ДЕ 16-14 ГМ	0,7	Ставропольское	-
04,29,54,79	ДЕ25-14 ГМ	1,0		М40 малосернистый
05,30,55,80	ДЕ16-14 ГМ	0,9	Вой-Вожское	
06,31,56,81	ДЕ10-14 ГМ	0,8		М100 малосернистый
07,32,57,82	ДЕ 6,5-14 ГМ	0,7	Вуктыльское	-
08,33,58,83	ДЕ 4-14 ГМ	0,8	Седь-Иоль (Коми)	-
09,34,59,84	ДЕ 25-14 ГМ	1,0	Тазовское 1	-
10,35,60,85	ДЕ16-14 ГМ	0,7	-	М40 многосернистый
11,36,61,86	ДЕ10-14 ГМ	0,8	Мессояхское	-
12,37,62,87	ДЕ 6,5-14 ГМ	0,9	Березовское	-
13,38,63,88	ДЕ 4-14 ГМ	0,8	Соленинское	-
14,39,64,89	ДЕ 6,5-14 ГМ	1,0		М40 малосернистый
15,40,65,90	ДЕ10-14 ГМ	0,9	Губкинское	-
16,41,66,91	ДЕ16-14 ГМ	0,8	Тазовское 2	-
17,42,67,92	ДЕ25-14 ГМ	0,7	Заполярное	-
18,43,68,93	ДЕ16-14 ГМ	0,8	Комсомольское 1	-
19,44,69,94	ДЕ10-14 ГМ	1,0	Тазовское 3	-
20,45,70,95	ДЕ 6,5-14 ГМ	0,7	-	М100 многосернистый
21,46,71,96	ДЕ 4-14 ГМ	0,9	Юбилейное	-
22,47,72,97	ДЕ 25-14 ГМ	0,8	-	М40 малосернистый
23,48,73,98	ДЕ16-14 ГМ	1,0	Комсомольское 2	-
24,49,74,99	ДЕ10-14 ГМ	0,7	-	М100 малосернистый

Таблица П.2

Месторождение	Состав сухого газа по объёму, %								
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	CO ₂	N ₂	H ₂ S	Q_n , кДж/м ³
Уренгойское	92.5	2.0	0.66	0.5	0.15	0.33	3.7	-	33500
Медвежье	85.9	4.7	3.1	1.6	1.0	0.48	3.2	-	37600
Заполярье	98.4	0.07	0.01	-	0.01	0.2	1.3	-	32950
Тазовское 1	98.6	0.1	0.03	0.02	0.01	0.2	1.0	-	33200
Тазовское 2	93.1	2.1	0.28	0.06	0.11	0.4	3.2	-	35710
Тазовское 3	87.5	6.7	2.1	0.59	0.11	0.6	2.4	-	35700
Губкинское	98.4	0.13	0.01	0.005	0.01	0.15	1.3	-	33000
Комсомольское 1	97.2	0.12	0.01	-	0.01	0.1	2.5	-	32570
Комсомольское 2	94.5	2.1	0.5	0.1	0.1	0.2	1.6	-	33530
Юбилейное	98.4	0.07	0.01	-	-	0.4	1.1	-	32900
Мессояхское	97.4	0.1	0.03	0.01	0.01	0.6	1.6	-	32700
Соленинское	95.8	2.9	0.07	0.02	0.15	0.4	0.5	-	34250
Берёзовское	95.8	1.2	0.3	0.1	0.06	0.5	3.0	-	32860
Вуктыльское	81.8	8.8	2.8	0.94	0.3	0.3	5.1	-	36550
Вой-Вожское	84.4	5.2	1.3	0.43	0.15	0.18	8.2	-	33160
Седь-Иоль (Коми)	85.8	2.3	1.0	0.3	0.05	0.05	10.5	-	32700
Бугурусланское	81.7	5.0	2.0	1.2	0.6	0.4	8.5	0.6	34175
Ставропольское	98.7	0.3	0.12	0.06	0.06	0.1	0.7	-	33400
Оренбургское	92.7	2.2	0.8	0.22	0.15	0.2	1.1	2.6	34120

Таблица П.3

Средний элементный состав, %	Малосернистый		Многосернистый		
	40	100	40	100	200
C^P	85,00	84,75	84,10	83,10	83,10
H^P	10,90	10,80	10,70	10,30	10,30
$S^P_{об}$	0,50	0,50	3,50	3,05	3,05
$O^P + N^P$	0,55	0,90	0,75	0,45	0,40
A^P	0,15	0,15	0,15	0,15	0,30
W^P	2,00	2,00	2,00	2,00	1,00
$\bar{Q}_n$, кДж/кг	39805,0	39595,5	39805,0	39092,7	39595,5

Таблица П.4. Средние теплоёмкости воздуха, газов, водяных паров, кДж/м³ К

θ	C_{θ}	C_{RO_2}	C_{N_2}	C_{H_2O}	θ	C_{θ}	C_{RO_2}	C_{N_2}	C_{H_2O}
100	1,32	1,70	1,30	1,49	1300	1,47	2,28	1,43	1,80
300	1,34	1,86	1,31	1,54	1500	1,49	2,33	1,44	1,85
500	1,37	1,98	1,33	1,59	1700	1,50	2,37	1,46	1,90
700	1,40	2,08	1,35	1,64	1900	1,52	2,41	1,47	1,94
900	1,43	2,17	1,38	1,69	2100	1,54	2,44	1,48	1,98
1100	1,46	2,23	1,41	1,74	2300	1,55	2,46	1,50	2,02

Рисунок П.1 J - V -диаграмма

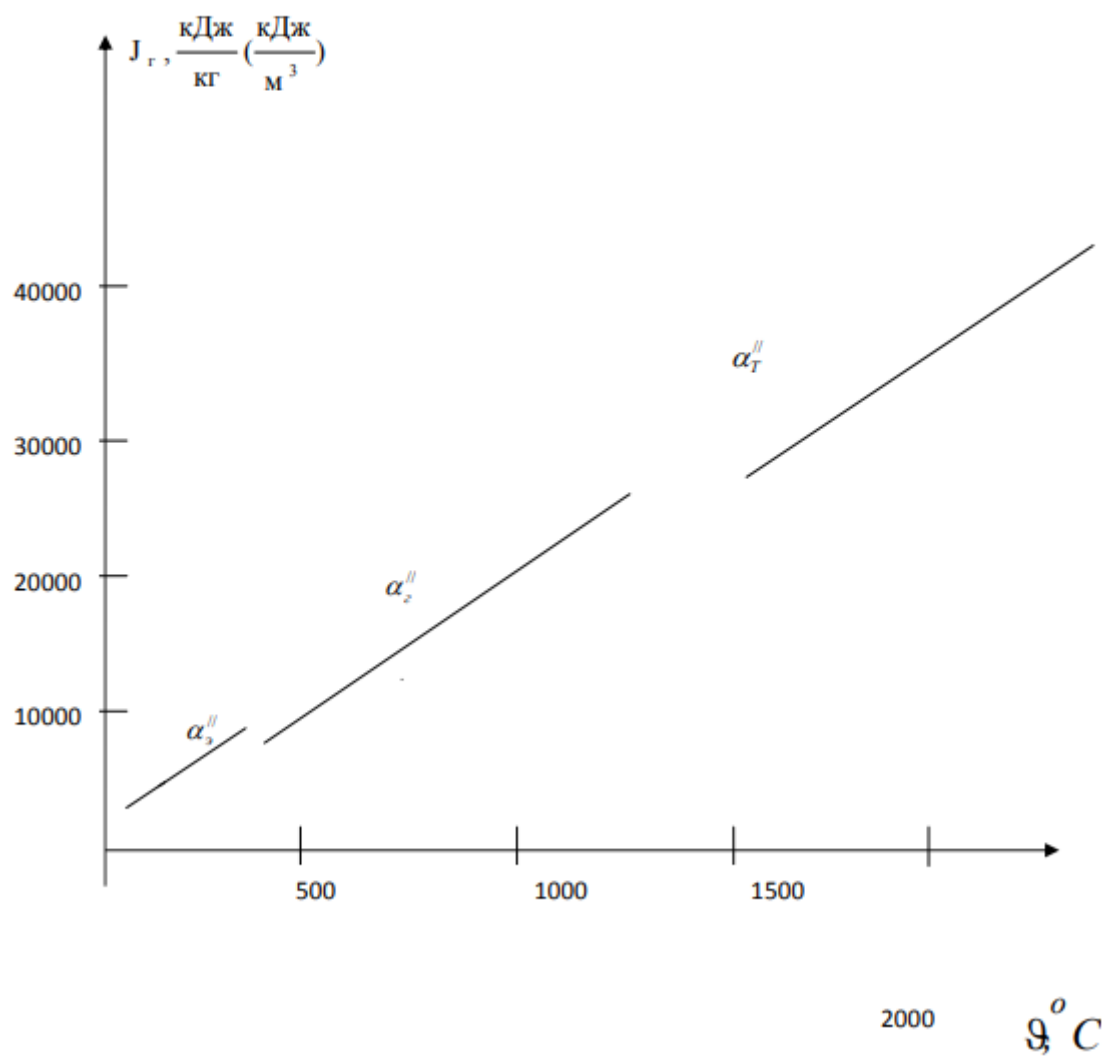
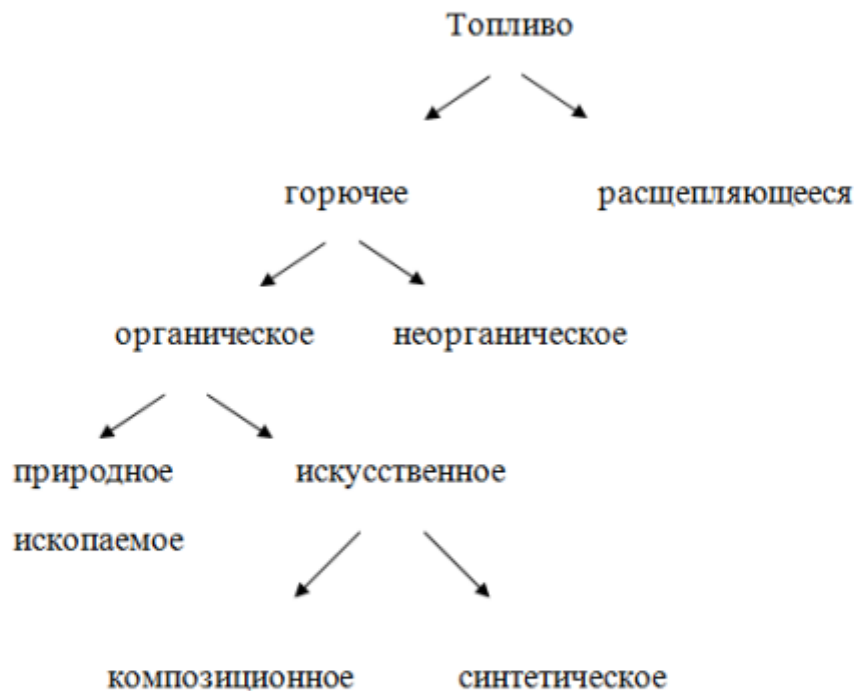


Таблица П.5. Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (аргумент – давление) (1 МПа = 10 бар)

P , бар	t , °C	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг
0,5	81,35	340,57	2646
0,55	83,74	350,61	2650
0,6	85,95	359,93	2653,6
0,65	88,02	368,62	2657
0,7	89,96	376,77	2660,2
0,75	91,78	384,45	2663,2
0,8	93,51	391,72	2666
0,85	95,14	398,63	2668,6
0,9	96,71	405,21	2671,1
0,95	98,2	411,49	2673,5
1	99,63	417,51	2675,7
1,1	102,32	428,84	2680
1,2	104,81	439,36	2683,8
1,3	107,13	449,19	2687,4
1,4	109,32	458,42	2690,8
1,5	111,37	467,13	2693,9
1,6	113,32	475,38	2696,8
1,7	115,17	483,22	2699,5
1,8	116,93	490,7	2702,1
1,9	118,62	497,85	2704,6
2	120,23	504,7	2706,9
2,1	121,78	511,3	2709,2
2,2	123,27	517,6	2711,3
2,3	124,71	523,7	2713,3
2,4	126,09	529,6	2715,3
2,5	127,43	535,4	2717,2
2,6	128,73	540,9	2719
2,7	129,98	546,2	2720,7
2,8	131,2	551,4	2722,3
2,9	132,39	556,5	2723,9
3	133,54	561,4	2725,5
3,1	134,66	566,2	2727
3,2	135,76	570,9	2728,4
3,3	136,82	575,5	2729,8
3,4	137,86	579,9	2731,2
3,5	138,88	584,3	2732,5
3,6	139,87	588,5	2733,8
3,7	140,84	592,7	2735

Теоретические ссылки

Топливом называют вещество, выделяющее при определённых условиях большое количество тепловой энергии.



По составу органическое топливо делится на твёрдое, жидкое, газообразное.

Состав органического топлива делится на горючую и негорючую части.

Для твёрдого и жидкого топлива горючими являются 3 элемента:

C, H, S – горючая часть;

O, N – негорючая часть.

Балласт состоит из влажности W и минеральной части M , которая при сжигании дает золу A .

Состав твёрдого и жидкого топлива обычно выражают в % по массе:

$$C^p + H^p + S^p + O^p + N^p + W^p + A^p = 100\%.$$

Газообразное топливо по составу элементарному можно записать:

$$CO_2 + H_2 + O_2 + \sum C_n H_m + H_2S + CO + N_2 = 100\%.$$

Для обеспечения полного сжигания топлива в топочном объёме в него вводят воздуха больше, чем требуется по химическим реакциям.

Дополнительное количество воздуха оценивают коэффициентом избытка воздуха α .

$$\alpha = \frac{V}{V_0},$$

где V – действительный объём воздуха;

V_0 – теоретический объём воздуха.

Энтальпия (газа) – это величина, численно равная количеству теплоты, которое подведено к газу в процессе его нагревания от 0°C до заданной температуры при постоянном давлении.

Энтальпия продуктов сгорания – это количество теплоты, которое содержат продукты сгорания при сжигании единицы объёма или массы топлива и заданной температуре.

Энергетический потенциал топлива характеризуется такими величинами, как низшая теплота сгорания и высшая теплота сгорания.

Количество теплоты, которое может выделяться при полном сгорании 1 кг твёрдого или жидкого, или 1 м^3 газообразного топлива при условии, что образующиеся в продуктах сгорания водяные пары конденсируются, называется **высшей теплотой сгорания топлива**.

Если при сгорании топлива водяные пары не конденсируются, то теплота сгорания единицы массы или объёма топлива уменьшается на величину теплоты конденсации водяных паров Q_{H_2O} ; разность $Q_B - Q_{H_2O} = Q_H$ носит название **низшей теплоты сгорания топлива**.

Потеря теплоты q_2 – с уходящими газами – зависит от температуры уходящих газов, при снижении $\vartheta_{\text{г}}$ на 15°C q_2 уменьшается на 1%; q_2 – уменьшается пропорционально уменьшению коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{г}}$; т. е. с уменьшением коэффициентов избытка воздуха в топке α_T и $\alpha_{\text{г}}$ уменьшается q_2 ; этого можно достичь путём совершенствования процессов горения и ликвидацией присосов по газозвоздушному тракту.

q_3 – потеря от химической неполноты сгорания зависит от рода топлива и типа топочного устройства.

Причинами появления химического недожога могут быть: недостаток воздуха, низкая температура в топочном объёме котла, особенно в зоне догорания топлива, плохое смесеобразование, особенно в начальных стадиях горения топлива.

Для снижения q_3 улучшают условия перемешивания газов, применяя острое дутьё, и повышают температуру в зоне горения путём подогрева, вводи-

мого в топочный объём воздуха, величина q_3 для слоевых топок колеблется от 0,5 до 30%, для камерных топок при сжигании угля – от 0,5 до 1,5%.

При сжигании мазута и газа $q_3 = 0,5\%$.

q_4 – потеря от механической неполноты сгорания топлива, учитывается только для твёрдого топлива, т. к. складывается из потери с провалами топлива через отверстия в колосниковой решётке, с потерями в шлаке и с потерями уноса частиц топлива по газовоздушному тракту из зоны горения топлива. Для слоевых топок q_4 может составлять от 1 до 18%, для камерных топок – от 1 до 5%.

q_5 – потеря теплоты от наружного охлаждения, она наблюдается, т. к. температура наружной поверхности котла всегда выше температуры окружающей среды.

q_6 – потеря с физической теплотой шлаков, образуются из-за разницы температуры шлака, удаляемого из котла и температуры окружающей среды.

Контрольные вопросы

1. Что называется тепловым балансом топлива?
2. Привести формулу теплового баланса органического топлива по обратному балансу.
3. Потери тепла с уходящими газами, с чем связаны, от чего зависят?
4. Потери тепла от механической неполноты сгорания, с чем связаны, от чего зависят?
5. Потери тепла от химической неполноты сгорания, с чем связаны, от чего зависят?
6. Потери тепла в окружающую среду, с чем связаны, от чего зависят?
7. Потери тепла с физической теплотой шлаков, с чем связаны, от чего зависят?
8. Что такое топливо?
9. Классификация топлив?
10. Состав твёрдых и жидких топлив.
11. Состав газообразных топлив.
12. Определение энтальпии газов.
13. Определение энтальпии продуктов сгорания.
14. Определение теплоты сгорания топлива.
15. Связь между низшей и высшей теплотой сгорания топлива.
16. Определение и формула коэффициента избытка воздуха.
17. Привести формулу располагаемой теплоты топлива.
18. Привести формулу физической теплоты топлива.

Практическая работа № 26 «Определение изменения расхода топлива после реконструкции котлов (при увеличении К.П.Д.)» по теме «Основы теплового расчета теплообменных аппаратов»

***Цель практической работы:** изучить алгоритм определения изменения расхода топлива после реконструкции котлов (при увеличении К.П.Д.)*

Методические указания по выполнению практической работы:

Коэффициентом полезного действия (КПД) парового или водогрейного котла называют отношение полезной теплоты к располагаемой теплоте. Не вся полезная теплота, выработанная агрегатом, направляется к потребителю. Часть выработанной теплоты в виде пара и электрической энергии расходуется на собственные нужды. Так, например, на собственные нужды расходуется пар для привода питательных насосов, на обдувку поверхностей нагрева и т.д., а электрическая энергия – для привода дымососа, вентилятора, питателей топлива, мельниц системы пылеприготовления и т.д. Под расходом на собственные нужды понимают расход всех видов энергии, затраченной на производство пара или горячей воды. Поэтому различают КПД агрегата

брутто и нетто. Если КПД агрегата определяется по выработанной теплоте, то его называют брутто, а если по отпущенной теплоте - нетто.

КПД брутто котельного агрегата (%) можно определить по уравнению прямого баланса:

для парового котла

$$\eta_{бр} = \frac{Q_{пк}}{Q_p^p B_{пк}} \cdot 100; \quad (3.7)$$

для водогрейного котла

$$\eta_{бр} = \frac{Q_{в.к}}{Q_p^p B_{в.к}} \cdot 100, \quad (3.8)$$

где $Q_{пк}$ – полезная мощность парового котла, кВт; $Q_{в.к}$ – полезная мощность водогрейного котла, кВт; $B_{пк}$ и $B_{в.к}$ – расход топлива паровым и водогрейным котлом, кг/с или м³/с; Q_p^p – располагаемая теплота, кДж/кг или кДж/м³.

КПД парового или водогрейного котла, работающего на жидком или газообразном топливе, по уравнению обратного баланса (%)

$$\eta_{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_5). \quad (3.9)$$

При тепловом расчете парового или водогрейного котла тепловой баланс составляет для определения КПД брутто и расчетного расхода топлива.

Расчет рекомендуется производить в следующей последовательности:

1. Определить располагаемую теплоту:

для жидкого топлива (кДж/кг)

$$Q_p^p = Q_n^p + i_{мл} + Q_{\phi}; \quad (3.10)$$

для газообразного топлива (кДж/м³)

$$Q_p^p = Q_n^c, \quad (3.11)$$

где Q_n^p – низшая теплота сгорания жидкого топлива, кДж/кг, принимается по табл. П.1; Q_n^c – низшая теплота сгорания сухой массы газа, кДж/м³, принимается по табл. П.2; $i_{мл}$ – физическая теплота, внесенная топливом, кДж/кг; Q_{ϕ} – теплота, вносимая в агрегат при паровом распыливании жидкого топлива, кДж/кг.

Физическая теплота топлива учитывается только при его предварительном подогреве от постороннего источника теплота (паровой подогрев мазута (кДж/кг) по формуле:

$$i_{мл} = c_{мл} t_{мл}, \quad (3.12)$$

где $t_{мл}$ – температура топлива, °С (для мазута в зависимости от его вязкости 90-130°С); $c_{мл}$ – удельная теплоемкость топлива, кДж/(кг·К).

Удельная теплоемкость мазута

$$c_{мл}^M = 1,74 + 0,0025 t_{мл}. \quad (3.13)$$

Теплота, вносимая в агрегат через форсунку при паровом распыливании жидкого топлива (кДж/кг),

$$Q_{\phi} = 0,35(i_{\phi} - 2520), \quad (3.14)$$

где i_{ϕ} – энтальпия пара, расходуемого на распыливание топлива, определяется из таблиц для водяного пара по его параметрам, кДж/кг.

2. Определить потерю теплоты с уходящими газами по формуле (3.3).

Для парогенераторов низкого давления с хвостовыми поверхностями нагрева температуру уходящих газов рекомендуется принимать не менее следующих значений (°C):

Природный газ.....	120-130
Мазут.....	150-160

3. Определить потерю теплоты от химической неполноты сгорания (табл. 3.1).

4. Определить потерю теплоты от наружного охлаждения по формулам (3.5), (3.6).

5. Вычислить полезную мощность парового или водогрейного котла (кВт) по формулам:

$$Q_{пз} = D_{не} (i_{н.п} - i_{н.в.}) + D_{н.п} (i_{н.п} - i_{н.в.}) + 0,01P(D_{не} + D_{н.п})(i_{кип} - i_{н.в.}); \quad (3.15)$$

$$Q_{в.к} = G_{в} (i_{г.в.} - i_{х.в.}), \quad (3.16)$$

где $D_{не}$ – расход выработанного перегретого пара, кг/с; $D_{н.п}$ – расход выработанного насыщенного пара, кг/с; $i_{н.п}$, $i_{н.в.}$, $i_{н.п}$, $i_{кип}$ – энтальпия перегретого пара, питательной воды на входе в индивидуальный водяной экономайзер, насыщенного пара и кипящей воды в барабане котла, кДж/кг; P – непрерывная продувка парового котла, %, учитывается только при $P \geq 2\%$; $G_{в}$ – расход воды через водогрейный котел, кг/с; $i_{х.в.}$, $i_{г.в.}$ – энтальпия холодной и горячей воды (на входе и выходе водогрейного котла), кДж/кг.

6. Вычислить КПД брутто парового или водогрейного котла (%) из уравнения обратного теплового баланса (3.9).

7. Подсчитать расход топлива (кг/с или м³/с), подаваемого в топку парового или водогрейного котла, из уравнения прямого теплового баланса:

$$B_{пз} = \frac{Q_{пз}}{Q_p^p \eta_{бр}} \cdot 100; \quad (3.17)$$

$$B_{в.к.} = \frac{Q_{в.к.}}{Q_p^p \eta_{бр}} \cdot 100. \quad (3.18)$$

8. Определить расчетный расход топлива (кг/с или м³/с) для газа и мазута

$$B_p = B_{пз} \text{ или } B_p = B_{в.к.} \quad (3.19)$$

Расчетный расход топлива вносится во все последующие формулы, по которым подсчитывается суммарный объем продуктов сгорания и количество теплоты.

9. Для последующих расчетов определить коэффициент сохранения теплоты

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{бр} + q_5}. \quad (3.20)$$

Практическая работа № 27 «Тепловой расчет ДВС» по теме «Двигатели внутреннего сгорания»

Цель практической работы: изучить алгоритм теплового расчета ДВС

Методические указания по выполнению практической работы:

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВС

Практическое занятие № 1. Определение параметров рабочего тела.

1. Исходные данные.

Марка (тип) топлива: бензин, дизельное топливо;

Состав топлива:

бензин Аи-95, А-76: $C = 0.855$, $H = 0.145$;

диз.топливо: $C = 0.87$, $H = 0.126$, $O = 0.004$.

Состав окислителя:

воздух: $r_O = 0.21$, $r_N = 0.79$ – по объему;

$r_O = 0.23$, $r_N = 0.77$ – по массе.

2. Теоретически необходимое количество воздуха для окисления килограмма топлива.

а) в молях на 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S - O}{32} \right), \quad \text{кмоль/кг.}$$

б) в килограммах воздуха на 1 кг топлива

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right), \quad \text{кг (воздуха)/кг (топлива).}$$

Для проверки расчета используется формула:

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B},$$

где

μ_B – молекулярная масса воздуха.

$$\mu_B = r_O \cdot \mu_{O_2} + r_N \cdot \mu_{N_2}, \quad \text{кг/кмоль,}$$

где

$\mu_{O_2} = 32$ кг/кмоль - молярная масса кислорода;

$\mu_{N_2} = 28$ кг/кмоль - молярная масса азота.

3. Действительное количество воздуха на 1 кг топлива.

$$M = \alpha \cdot L_0,$$

где α - коэффициент избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха α принимает значения:

для двигателей с искровым зажиганием	0.8 ... 1.0
для дизелей с объемным смесеобразованием	1.8 ... 2.2
для дизелей с объемно-пленочным смесеобразованием	1.6 ... 1.8
для камер сгорания с пленочным смесеобразованием	≈ 1.3
вихревые камеры сгорания	1.15 ... 1.4
для дизелей с предкамерным смесеобразованием	1.05 ... 1.2

Большие значения коэффициента избытка воздуха α относятся к дизелям с газотурбинным наддувом, в которых повышением α решаются вопросы снижения тепловой напряженности и достигается приемлемая экономичность двигателя.

4. Количество свежей смеси на 1 кг топлива.

$$M_1 = M = \alpha \cdot L_0, \quad \text{кмоль/кг} \quad - \text{дизель};$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \quad \text{кмоль/кг} \quad - \text{карбюраторный},$$

где $\mu_T = 110 \dots 120$ кг/кмоль – молекулярная масса паров топлива.

5. Количество продуктов сгорания на 1 кг. топлива.

для дизельного двигателя

$$M_2 = M_0 + M_\alpha, \quad \text{кмоль/кг},$$

где

$$M_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79L_0 \quad - \text{чистые продукты сгорания, кмоль/кг};$$

$$M_\alpha = (\alpha - 1) \cdot L_0 \quad - \text{избыточный воздух, кмоль/кг}.$$

для карбюраторного двигателя

При работе карбюраторного двигателя на богатых смесях ($\alpha < 1$), обеспечивающих максимальную мощность двигателя, возможно неполное сгорания углеводородных топлив в результате общего недостатка кислорода.

Небольшая неполнота сгорания смеси наблюдается и при сгорании стехиометрической смеси ($\alpha = 1$). При расчете состава продуктов неполного сгорания жидкого топлива обычно пренебрегают содержанием кислорода, метана и других углеводородов и принимают, что продукты сгорания состоят из пяти компонентов: CO_2 , CO , H_2O , H_2 , N_2 .

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + k} \cdot 0.21 \cdot L_0, \quad \text{кмоль/кг};$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - M_{\text{CO}}, \quad \text{кмоль/кг};$$

$$M_{\text{H}_2} = k \cdot M_{\text{CO}}, \quad \text{кмоль/кг};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{C}{12} - M_{\text{H}_2}, \quad \text{кмоль/кг};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0, \quad \text{кмоль/кг},$$

где $k = 0.45 \dots 0.5$ – отношение содержания водорода к содержанию окиси углерода ($k = M_{\text{H}_2}/M_{\text{CO}}$).

$$M_2 = \sum M_i, \quad \text{кмоль/кг}.$$

Для проверки можно использовать выражение:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0, \quad \text{кмоль/кг}.$$

6. Относительные доли отдельных составляющих продуктов сгорания.

для дизеля.

$$r_0 = \frac{M_0}{M_2} \quad - \text{доля чистых продуктов сгорания};$$

$$r_\alpha = \frac{M_\alpha}{M_2} \quad - \text{доля избыточного воздуха}.$$

для карбюраторного двигателя.

$$r_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_2}; \quad r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2};$$

$$r_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{M_2}; \quad ; \quad r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}; \quad r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2};$$

Для проверки нужно сложить относительные доли и их сумма должна равняться единице.

$$\sum r_i \approx 1.$$

7. Мольное изменение в процессе сгорания.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \quad \text{кмоль/кг.}$$

8. Теоретический коэффициент молекулярного изменения.

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}.$$

9. Низшая теплота сгорания 1 кг топлива (по эмпирической формуле Д.И. Менделеева).

$$Hu = [8100C + 30000H - 2600(O - S) - 600(9H - W)] \cdot 4.19, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

где S – массовое содержание серы в топливе;
W – массовое содержание воды в топливе.

С допущениями (S=0, W = 0) принимаем:

$H_u = 42530 \text{ кДж/кг} \approx 42.5 \text{ МДж/кг}$ - для дизельного топлива.

$H_u = 43995 \text{ кДж/кг} \approx 44 \text{ МДж/кг}$ - для бензина.

10. Недовыделение теплоты вследствие неполноты сгорания при $\alpha < 1$ (только для карбюраторного двигателя).

$$\Delta Hu = 112834 \cdot L_0 \cdot (1 - \alpha), \quad \text{кДж/кг (топлива).}$$

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ.

Пример 1.1. Дано: топливо – бензин Аи-95 составом
 $C = 0.855$; $H = 0.145$,
низшая теплота сгорания $H_u = 44$ МДж/кг;
окислитель – воздух;
Состав окислителя:
 $r_O = 0.21$, $r_N = 0.79$ – по объему;
 $r_O = 0.23$, $r_N = 0.77$ – по массе

2. Теоретически необходимое количество воздуха для окисления килограмма топлива.

а) в молях на 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.855}{12} + \frac{0.145}{4} \right) = 0.511 \quad \text{кмоль/кг.}$$

б) в килограммах воздуха на 1 кг топлива

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \cdot (2.28 + 1.16) = 14.96 \quad \text{кг (воздуха)/кг (топлива).}$$

Для проверки расчета используем формулу:

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B} = \frac{14.96}{28.92} = 0.517 \quad \text{кмоль/кг,}$$

где

$$\mu_B = 0.23 \cdot 32 + 0.77 \cdot 28 = 28.92 \quad \text{кг/кмоль,}$$

3. Действительное количество воздуха на 1 кг топлива.

$$M = 0.875 \cdot 0.511 = 0.447 \quad \text{кмоль/кг,}$$

где коэффициент избытка воздуха α принимаем для двигателя с искровым зажиганием $\alpha = 0.875$.

4. Количество свежей смеси на 1 кг топлива.

$$M_I = 0.875 \cdot 0.511 + \frac{1}{112.5} = 0.456 \quad \text{кмоль/кг,}$$

где молекулярную массу паров топлива принимаем $\mu_T = 112.5$ кг/кмоль.

5. Количество продуктов сгорания на 1 кг. топлива.

Коэффициент k принимаем равным $k = M_{H_2}/M_{CO} = 0.5$.

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - 0.875}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.511 = 0.0179 \quad \text{кмоль/кг},$$

$$M_{CO_2} = \frac{0.855}{12} - 0.0179 = 0.0533 \quad \text{кмоль/кг},$$

$$M_{H_2} = 0.5 \cdot 0.0179 = 0.0089 \quad \text{кмоль/кг},$$

$$M_{H_2O} = \frac{0.145}{12} - 0.0089 = 0.0636 \quad \text{кмоль/кг},$$

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot 0.875 \cdot 0.511 = 0.35, \quad \text{кмоль/кг},$$

$$M_2 = 0.0179 + 0.0089 + 0.0533 + 0.0636 + 0.35 = 0.494 \text{ кмоль/кг}.$$

Для проверки можно использовать выражение:

$$M_2 = \frac{0.855}{12} + \frac{0.145}{2} + 0.79 \cdot 0.875 \cdot 0.511 = 0.496 \quad \text{кмоль/кг}.$$

6. Относительные доли отдельных составляющих продуктов сгорания.

$$r_{CO} = \frac{0.0179}{0.494} = 0.0362; \quad r_{CO_2} = \frac{0.0533}{0.494} = 0.1079;$$

$$r_{H_2O} = \frac{0.0636}{0.494} = 0.1287; \quad r_{H_2} = \frac{0.0089}{0.494} = 0.0180.$$

$$r_{N_2} = \frac{0.35}{0.494} = 0.7085;$$

Проверим расчеты:

$$\sum r_i = 0.0362 + 0.1079 + 0.0180 + 0.1287 + 0.7085 = 0.993 \approx 1$$

7. Мольное изменение в процессе сгорания.

$$\Delta M = 0.494 - 0.456 = 0.038 \text{ кмоль/кг.}$$

8. Теоретический коэффициент молекулярного изменения.

$$\mu_0 = \frac{0.494}{0.456} = 1.08$$

10. Недовыделение теплоты вследствие неполноты сгорания.

$$\Delta H_u = 112834 \cdot 0.511 \cdot (1 - 0.875) = 7207 \text{ кДж/кг (топлива).}$$

Пример 1. 2. Дано: топливо дизельное составом
C = 0.87, H = 0.126, O = 0.004;
низшая теплота сгорания $H_u = 42$ МДж/кг;
окислитель – воздух;
Состав окислителя:
 $r_{O_2} = 0.21$, $r_{N_2} = 0.79$ – по объему;
 $r_{O_2} = 0.23$, $r_{N_2} = 0.77$ – по массе

2. Теоретически необходимое количество воздуха для окисления килограмма топлива.

а) в молях на 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.499 \text{ кмоль/кг.}$$

б) в килограммах воздуха на 1 кг топлива

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0.87 + 8 \cdot 0.126 - 0.004 \right) = 14.45 \text{ кг(возд)/кг(топл).}$$

Для проверки расчета используется формула:

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B} = \frac{14.45}{28.92} = 0.499 \text{ кмоль/кг,}$$

где

$$\mu_B = 0.23 \cdot 32 + 0.77 \cdot 28 = 28.92 \quad \text{кг/кмоль}$$

3. Действительное количество воздуха на 1 кг топлива.

$$M = \alpha \cdot L_0 = 1.5 \cdot 0.499 = 0.748 \quad \text{кмоль},$$

где коэффициент избытка воздуха α принимаем для дизеля с объемно-плёночным смесеобразованием равным 1.5 (см. выше).

4. Количество свежей смеси на 1 кг топлива.

$$M_1 = M = 0.748 \quad \text{кмоль/кг}.$$

5. Количество продуктов сгорания на 1 кг. топлива.

$$M_2 = M_0 + M_\alpha,$$

где

– чистые продукты сгорания

$$M_0 = \frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{2} + 0.79 \cdot 0.499 = 0.5297 \quad \text{кмоль/кг};$$

– избыточный воздух

$$M_\alpha = (1.5 - 1) \cdot 0.499 = 0.2494 \quad \text{кмоль/кг}.$$

$$M_2 = 0.5297 + 0.2494 = 0.7791 \quad \text{кмоль/кг}.$$

6. Относительные доли отдельных составляющих продуктов сгорания.

– доля чистых продуктов сгорания

$$r_0 = \frac{M_0}{M_2} = \frac{0.5297}{0.7791} = 0.68;$$

– доля избыточного воздуха

$$r_\alpha = \frac{M_\alpha}{M_2} = \frac{0.2494}{0.7791} = 0.32.$$

Для проверки нужно сложить относительные доли и их сумма должна равняться единице.

$$\sum r_i = 0.68 + 0.32 = 1.$$

7. Мольное изменение в процессе сгорания.

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 0.7791 - 0.748 = 0.0311 \quad \text{кмоль/кг}.$$

8. Теоретический коэффициент молекулярного изменения.

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.7791}{0.748} = 1.042.$$

Практическая работа № 27 «Основные циклы газотурбинных установок» по теме «Газотурбинные установки»

Цель практической работы: изучить основные циклы газотурбинных установок

Методические указания по выполнению практической работы:

Расчет идеальных циклов газотурбинных установок

К основным недостаткам поршневых двигателей внутреннего сгорания относятся необходимость кривошипно-шатунного механизма и неравномерность работы. Этих недостатков лишены газотурбинные установки (ГТУ). На рисунке 2.5 показана принципиальная схема ГТУ.

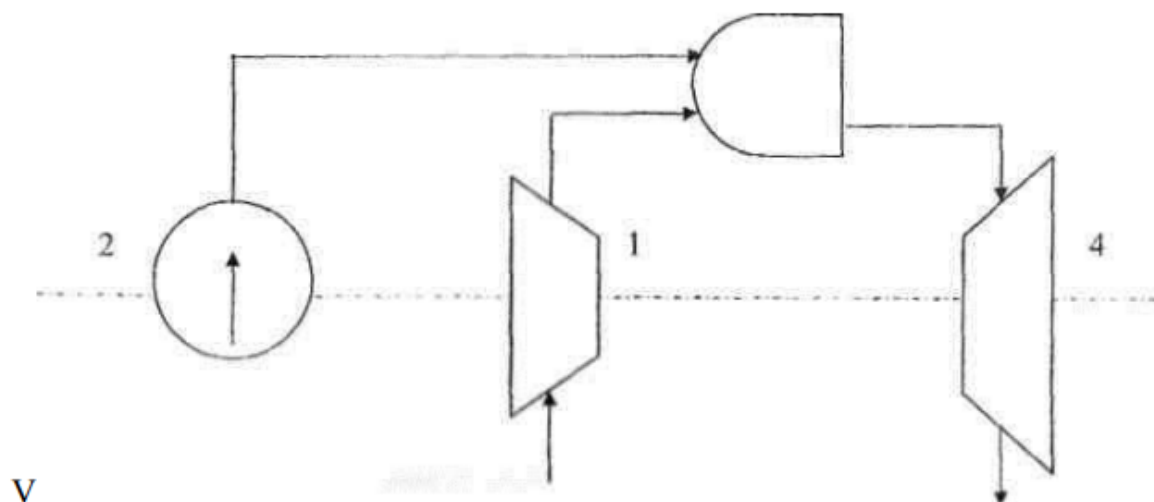


Рисунок 2.5 - Принципиальная схема ГТУ

Компрессор (1), приводимый в движение турбиной (4), подаёт воздух в камеру сгорания (3). Туда же подаётся топливо насосом (2), находящимся на одном валу с турбиной. Продукты сгорания при расширении вращают турбину и выбрасываются в атмосферу.

ГТУ разделяются по способу сгорания топлива на два типа:

- со сгоранием при постоянном давлении (цикл Брайтона),
- со сгоранием при постоянном объеме (цикл Гемфри)

На рисунке 2.6 представлены $p-v$ - и $T-s$ -диаграммы цикла Брайтона: 1-2-адиабатное сжатие в компрессоре; 2-3 – изобарный подвод тепла в камере сгорания; 3-4- адиабатное расширение продуктов сгорания в турбине; 4-1-изобарная отдача тепла атмосфере.

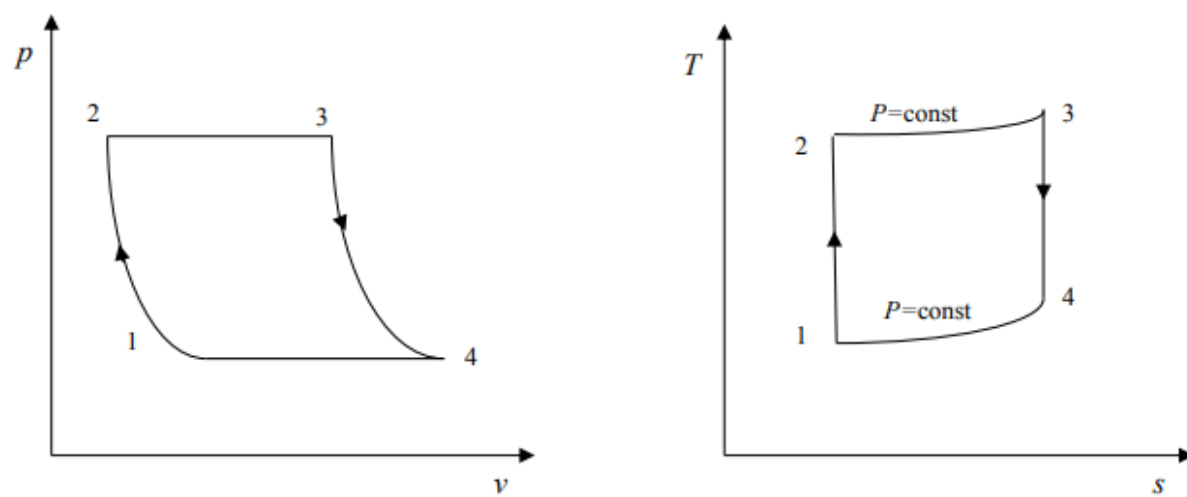


Рисунок 2.6 - Цикл Брайтона на p - v и T - s -диаграммах

Параметры цикла:

$\pi = \frac{\rho_2}{\rho_1}$ – степень повышения давления воздуха;

$\rho = \frac{v_3}{v_2}$ – степень предварительного расширения.

Параметры газа в узловых точках цикла находят по формулам для адиабатного и изобарного процессов:

в точке 2 $T_2 = T_1 \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}};$

в точке 3 $T_3 = T_1 \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}};$

в точке 4 $T_4 = T_1 \rho$

Термический КПД цикла η_t находят из общего выражения

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

или после преобразования:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}.$$

Теоретическая работа цикла $l_{\text{ц}}$ равна разности работы, получаемой в турбине $l_{\text{т}}$ и работы, затрачиваемой в компрессоре $l_{\text{к}}$:

$$l_{\text{ц}} = l_{\text{т}} - l_{\text{к}} = c_p T_3 \left[1 - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \tau \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right], \quad \text{где } \tau = \frac{T_1}{T_3}.$$

Цикл Гемфри (рисунок 2.7) имеет более высокий термический КПД, чем цикл Брайтона, однако не получил широкого практического использования из-за сложности конструкции камеры сгорания и турбины.

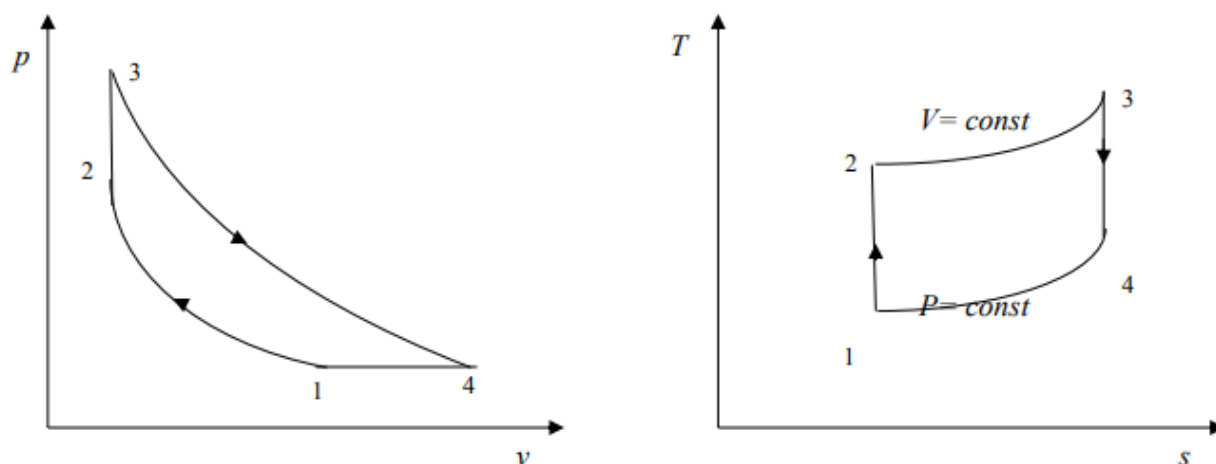


Рисунок 2.7 - Цикл Гемфри на $p-v$ и $T-s$ -диаграммах

На рисунке 2.7 представлены $p-v$ и $T-s$ диаграммы цикла Гемфри:

1-2- адиабатное сжатие в компрессоре; 2-3 - подвод тепла в камере сгорания при $v = const$; 3-4 - адиабатное расширение продуктов сгорания в турбине; 4-1- изобарная отдача газом тепла в окружающей атмосфере.

Параметры цикла:

$\pi = \frac{\rho_2}{\rho_1}$ – степень повышения давления воздуха;

$\lambda = \frac{\rho_3}{\rho_2}$ – степень изохорного повышения давления.

Температура газа в узловых точках цикла:

$$\text{в точке 2} \quad T_2 = T_1 \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}};$$

$$\text{в точке 3} \quad T_3 = T_1 \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}};$$

$$\text{в точке 4} \quad T_4 = T_1 \lambda^{\frac{1}{\kappa}}.$$

Термический КПД η_t определяется по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\kappa \left(\lambda^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right)}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} (\lambda - 1)}.$$

3 Примеры выполнения расчетов по циклам Тринклера, Брайтона и Гемфри

При выполнении расчетного задания необходимо пользоваться следующими формулами для политропных процессов:

$$p_1 v_1^{n_1} = p_2 v_2^{n_2}; \quad T_1 v_1^{n-1} = T_2 v_2^{n-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

3.1 Расчет по циклу Тринклера

Цикл Тринклера в p - v -и T - s -координатах представлен на рисунке 2.8.

Дано:

$$p_1 = 95 \text{ кПа};$$

$$\mu = 29 \text{ кг/кмоль (воздух)};$$

$$T_1 = 283 \text{ К};$$

$$c_v = \frac{5R_\mu}{7\mu} = 0,717 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$n_1 = 1,34;$$

$$c_p = \frac{5R_\mu}{7\mu} = 1,003 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$n_2 = 1,3;$$

$$p_0 = 101 \text{ кПа};$$

$$\varepsilon = 16;$$

$$T_0 = 273 \text{ К};$$

$$\lambda = 1,6;$$

$$v_0 = 0,775 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$\rho = 1,8.$$

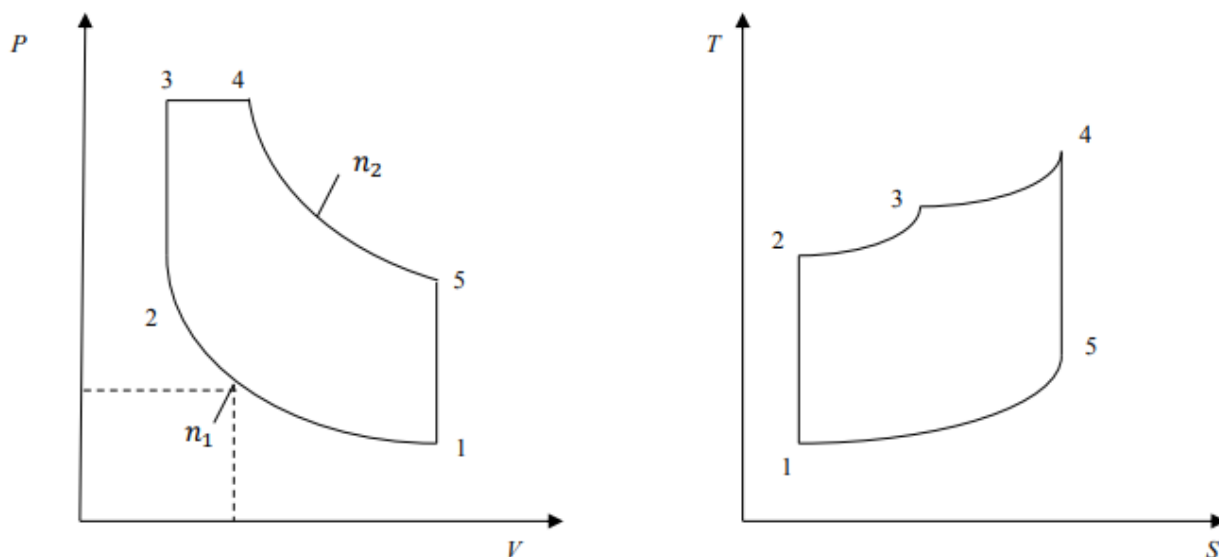


Рисунок 2.8 - Цикл Тринклера на p - v и T - s -диаграммах

Решение

1. вычисление параметров в характерны точках

а) в узловой точке 1:

$$T_1 = 283 \text{ K}, \quad p_1 = 95 \text{ кПа};$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = 0,854 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$u_1 = c_v(T_1 - T_0) = 7,17 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$h_1 = c_p(T_1 - T_0) 10,03 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$s_1 = c_v \ln \frac{p_1}{p_0} + c_p \ln \frac{v_1}{v_0} = 0,717 \cdot \ln \frac{95}{101} + 1,003 \cdot \ln \frac{0,84}{0,775} = 0,053 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

где u_1, h_1 и s_1 - удельные внутренняя энергия, энтальпия и энтропия рабочего тела.

б) Процесс 1-2-политропное сжатие:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n, \quad p_2 = p_1 \epsilon^n = 95 \cdot 3901,6 \text{ кПа};$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{n-1}, \quad T_2 = T_1 \epsilon^{n-1} = 283,16^{0,34} = 726,42 \text{ К};$$

$$u_2 = c_v(T_2 - T_0) = 325,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$h_2 = c_p(T_2 - T_0) = 454,78 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$s_2 = c_v \ln \frac{p_2}{p_0} + c_p \ln \frac{v_2}{v_0} = -0,071 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

в) процесс 2-3- изохорный подвод тепла;

$$v_3 = v_2 = 0,053 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$p_3 = p_2 \lambda = 6242,56 \text{ кПа};$$

$$T_3 = T_2 \lambda = 1162,27 \text{ К};$$

$$u_3 = c_v(T_3 - T_0) = 637,61 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$h_3 = c_p(T_3 - T_0) = 891 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$s_3 = c_v \ln \frac{p_3}{p_0} + c_p \ln \frac{v_3}{v_0} = -0,27 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

г) процесс 3-4- изобарный подвод тепла;

$$v_4 = v_3 \cdot \rho = 0,0954 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$p_4 = p_3 = 6242,56 \text{ кПа};$$

$$T_4 = T_3 \cdot \rho = 2092,1 \text{ К};$$

$$u_4 = c_v(T_4 - T_0) = 1304,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$h_4 = c_p(T_4 - T_0) = 1824,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$s_4 = c_v \ln \frac{p_4}{p_0} + c_p \ln \frac{v_4}{v_0} = -0,839 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

д) процесс 4-5- политропное подвод тепла;

$$v_5 = v_1 = 0,854 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$p_5 = p_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^n = 361,31 \text{ кПа};$$

$$T_5 = \frac{p_5 v_5}{R} = 1076,28 \text{ К};$$

температуру T_5 можно вычислить по формуле для изохорного процесса 5-1:

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{p_5}{p_1}; \quad T_5 = T_1 \frac{p_5}{p_1} = 1076,32 \text{ К};$$

$$u_5 = c_v(T_5 - T_0) = 575,96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_5 = c_p(T_5 - T_0) = 805,69 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$s_5 = c_v \ln \frac{p_5}{p_0} + \hat{a}_a \ln \frac{v_5}{v_0} = -1,011 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Практическая работа № 28 «Решение задач на расчет расхода топлива, пара и теплоты в теплосиловых установках» по теме «Теплосиловые установки»

Задача №1

Автомобиль прошел путь 121,5 км со скоростью 42 км/ч и истратил при этом 24,3 кг бензина. Какую среднюю мощность развивал двигатель автомобиля во время движения, если коэффициент полезного действия двигателя 25 %?

Методические указания по выполнению практической работы:

При работе двигателя автомобиля за счет сгорания бензина выделяется количество теплоты, часть которой (25 %) расходуется на выполнение механической работы по перемещению автомобиля. Значит, можно записать $A = \eta m q$.

Однако работа $A = Nt$, где N – мощность двигателя, t – время движения автомобиля.

Приравняв правые части уравнений, получим:

$$Nt = \eta qm ,$$

$$\text{откуда } N = \frac{\eta m q}{t} .$$

Учитывая, что $t = \frac{s}{v}$, получим окончательную формулу для определения мощности:

$$N = \frac{\eta q m v}{s} .$$

Задача №2

На сколько километров хватит автомобилю 40 л бензина, если сопротивление движению составляет 18 кН, а КПД двигателя 18 %. Движение считать равномерным.

Методические указания по выполнению практической работы:

Работа совершается двигателем $A = F_1 S$, где F_1 – сила тяги двигателя.

Т.к. автомобиль движется равномерно, то $F_1 = F$. Отсюда пройденный путь $S = \frac{A}{F}$.

Работу A двигатель совершает, используя часть всей энергии Q , полученной при сжигании топлива

$$\eta = \frac{A}{Q}$$

откуда

$$A = \eta Q$$

Энергия, выделяющаяся при сгорании топлива, равна

$$Q = q \cdot m , \text{ где } m = \rho V .$$

Отсюда

$$A = Q_{\text{полезн}} = Q \eta = q m \eta = q \rho V \eta .$$

Полученное нами выражение для A подставляем в формулу для S :

$$S = \frac{\eta q \rho V}{F}$$

4. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО КУРСУ «ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ТЕРМОДИНАМИКИ»

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ Д. БЕРНУЛЛИ по теме «Гидродинамика»

Цель работы – уяснение физического смысла уравнения Бернулли и построение пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Уравнение Бернулли является основным в механике жидкости и газа. Оно широко используется при исследовании различных теоретических вопросов и решении практических задач, связанных с движением жидкости и газа.

Уравнение Бернулли устанавливает зависимость между скоростью и давлением в различных сечениях элементарной струйки или потока жидкости. Обычно уравнение Бернулли записывается для двух сечений струйки или потока и при установившемся движении жидкости имеет следующий вид:

а) для элементарной струйки идеальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}; \quad (1)$$

б) для элементарной струйки реальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}; \quad (2)$$

в) для потока реальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}, \quad (3)$$

где z – высота положения или геометрический напор, м;

p/γ – пьезометрическая высота или пьезометрический напор, отвечающий давлению p в данной точке, м;

$\frac{u^2}{2g}, \frac{v^2}{2g}$ – скоростная высота или скоростной напор, м;

u – местная скорость элементарной струйки, м/с;

v – средняя скорость потока, м/с;

α – коэффициент Кориолиса или коэффициент кинетической энергии, учитывающий неравномерность распределения скоростей по живому сечению потока (для ламинарного режима течения в круглой трубе $\alpha = 2$, для турбулентного – $\alpha = 1,045-1,1$);

$h_{1-2}, \sum h_{1-2}$ – суммарная потеря напора при движении жидкости на всем рассматриваемом участке, м.

Пьезометрический напор p/γ представляет собой высоту столба жидкости в пьезометре, подключенном к рассматриваемому живому сечению струйки или потока.

Скоростной напор $v^2/2g$ представляет собой высоту, с которой в пустоте должно свободно (без начальной скорости) упасть тело, чтобы в конце пути падения приобрести скорость v .

Для определения скоростного напора часто используется трубка Пито-Прандтля. Этот прибор состоит из двух рубок (рис.1). Одна из них является обычным пьезометром I, другая II изогнута под прямым углом и открыта с обоих концов.

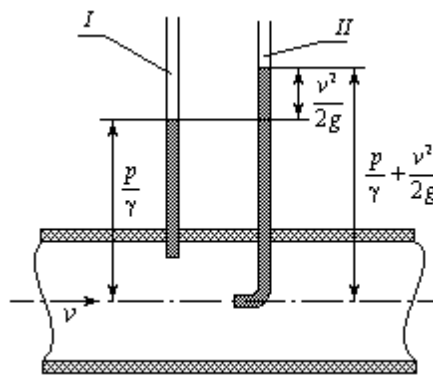


Рис. 1

Изогнутая трубка устанавливается нижним концом навстречу течению жидкости. Уровень жидкости в вертикальной части изогнутой трубки будет выше уровня в пьезометре на величину скоростного напора $\frac{v^2}{2g}$.

ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ИНТЕРПРЕТАЦИЯ УРАВНЕНИЙ Д.БЕРНУЛЛИ

Геометрический смысл уравнения легко уяснить при изучении движения жидкости в трубе, изображенной на схеме (рис.2). На ней выделены участки потока сечениями 1-1 и 2-2; 2-2 и 3-3. Центры тяжести сечений расположены от плоскости сравнения 0-0 на расстоянии, соответственно равном z_1 , z_2 и z_3 .

Отложим вертикально от центра тяжести сечения 1-1 пьезометрическую высоту $\frac{p}{\gamma}$ и скоростную высоту $\frac{v_1^2}{2g}$, то же самое выполним для сечений 2-2, 3-3. Кривая, соединяющая верхние концы суммы трех указанных вертикальных отрезков, называется напорной линией, а сумма трех высот – полным (гидродинамическим) напором.

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = H. \quad (4)$$

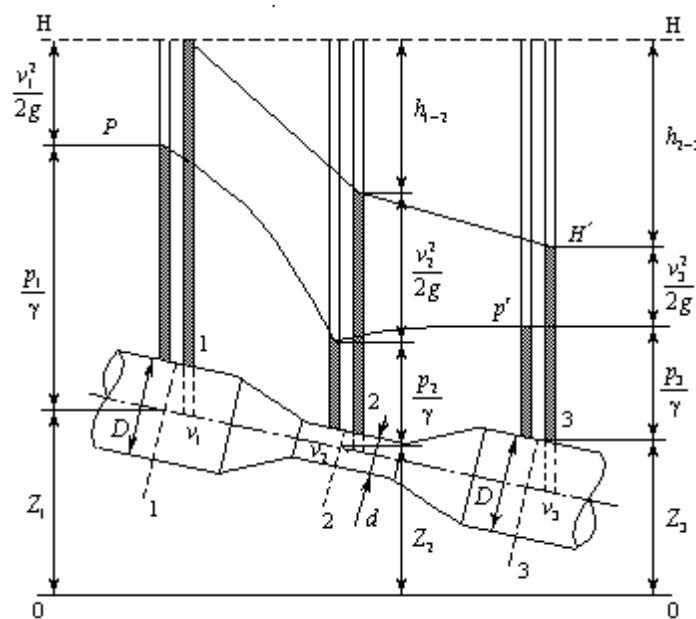


Рис. 2

Для идеальной жидкости $H = \text{const}$. Следовательно, напорная линия $H-H$ будет параллельна плоскости сравнения 0-0. При движении же реальной жидкости гидродинамический напор вдоль потока уменьшается, так как часть напора $\sum h$ затрачивается на преодоление сопротивлений движению. Таким образом, кривая $H-H^1$ является нисходящей линией. Кривая $P-P^1$, соединяющая вершины сумм двух вертикальных отрезков $z + \frac{p}{\gamma}$, есть пьезометрическая линия. Пьезометрическая линия может быть как восходящей, так и нисходящей.

ФИЗИЧЕСКАЯ (ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ) ИНТЕРПРЕТАЦИЯ УРАВНЕНИЯ Д.БЕРНУЛЛИ

Каждый из членов уравнения Бернулли имеет определенный физический смысл:

z – удельная потенциальная энергия положения;

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

$z + \frac{p}{\gamma}$ – удельная потенциальная энергия;

$\frac{\alpha v^2}{2g}$ – удельная кинетическая энергия.

Удельной называется энергия, отнесенная к единице веса жидкости.

Сумма трех членов характеризует собой полную удельную энергию жидкости в рассматриваемом сечении потока:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} = E. \quad (5)$$

Таким образом, геометрический, пьезометрический, скоростной и полный напоры являются мерой соответствующих видов удельной энергии жидкости. Тогда для потери энергии на участке между сечениями 1-1 и 2-2 можно записать:

$$h_{1-2} = E_1 - E_2. \quad (6)$$

Из выражения (6) можно сделать вывод, что уменьшение полной удельной энергии потока жидкости на участке обуславливается наличием гидравлических сопротивлений. На преодоление этих сопротивлений затрачивается часть полной удельной энергии, которая переходит при этом в тепловую энергию.

Таким образом, уравнение Бернулли есть частное выражение всеобщего закона сохранения и превращения энергии, из которого следует, что увеличение какой-либо составляющей полного напора (например, скоростного напора) приводит к уменьшению другой составляющей (например, пьезометрического напора) и наоборот. Полный напор по длине потока уменьшается вследствие перехода части механической энергии потока в теплоту.

ОПИСАНИЕ ОПЫТОЙ УСТАНОВКИ

Гидравлическая схема стенда представлена на рис. 3. Вода из бака питания (1) с помощью насоса (2) закачивается в напорный бак (3) через параллельно соединенные ротаметры (4) и напорную магистраль (5).

Исследуемый модуль с одной стороны соединяется с напорным баком, а с другой стороны соединяется с краном (8), с помощью которого изменяется режим течения, кран (9) служит для слива и наполнения воды в бак питателя. Кран (10) служит для выпуска воздуха из напорного бака.

Модуль представляет собой круглую трубу (1) (рис. 4), состоящую из нескольких последовательно соединенных между собой участков постоянного и переменного сечения. В характерных сечениях трубопровода через штуцеры (ш.1, ш.2,...) установлены пьезометры. Все пьезометры выведены на щит. Расход жидкости определяется с помощью

ротаметров 4 (рис. 3), каждый из которых предназначен на определенный диапазон расходов, указанный на приборах.

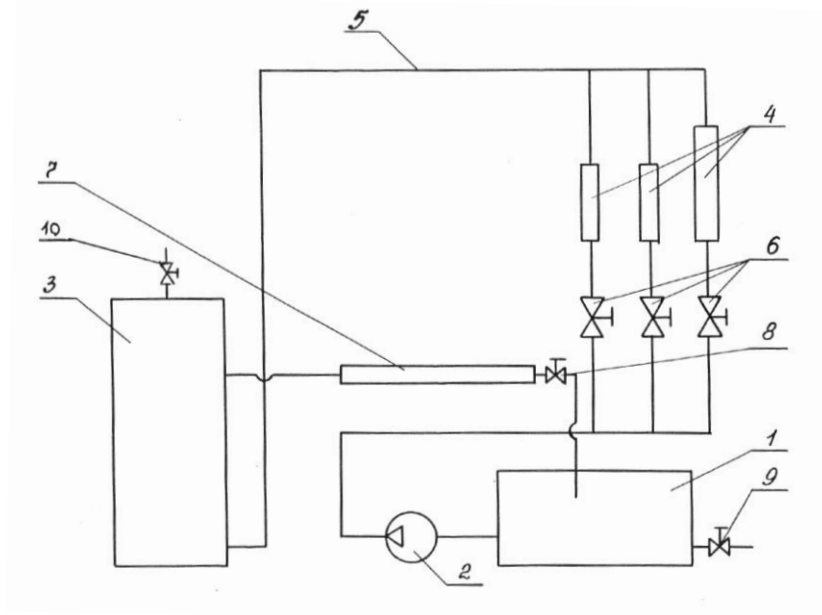


Рис. 3

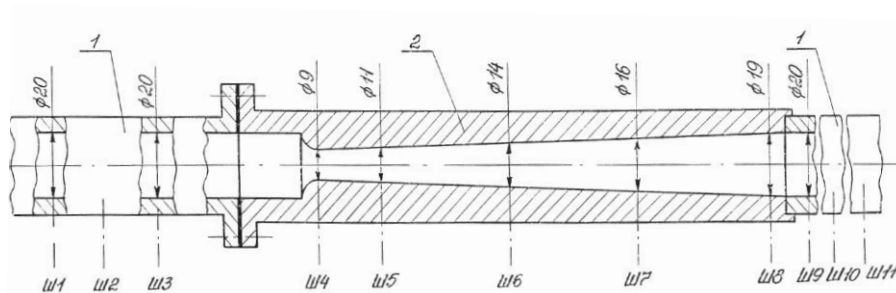


Рис. 4

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Для выполнения работы следует освободить зажим на воздуховыпускной трубке (10) (рис. 3) и, пустив насос включателем, выждать несколько минут пока наполнится напорный бак (3) (рис. 3), о чем будет свидетельствовать появление потока воды из трубки (10). Тогда следует зажать эту трубку зажимом и, чуть приоткрыв вентиль (8), установить расход с помощью ротаметра №3.

Наблюдая за столбиками воды в пьезометрах, убедиться, что достигнут установившийся режим течения и произвести измерения:

1. измерить расход с помощью ротаметра №3.
2. зафиксировать показания пьезометров (рис. 4) ш1, ш3, ш4, ш8, ш11 в протоколе.
3. изменить с помощью ротаметра №3 величину расхода и после достижения установившегося режима повторить измерения.
4. провести опыты для 3-х, 4-х расходов.
5. закончив измерения, закрыть вентиль №8 и вентиль ротаметра №3.

ОБРАБОТКА ОПЫТНЫХ ДАННЫХ

1. Вычислить среднюю скорость в каждом сечении трубы $v_i = \frac{Q}{S_i}$ [м/с], где S_i – площадь живого сечения трубы, а затем скоростные напоры $\frac{v_i^2}{2g}$ (принять $\alpha = 1$).

2. По показаниям пьезометров и значениям скоростных напоров подсчитывается полная удельная энергия в сечениях как сумма (т.к. труба горизонтальна, то плоскость сравнения примем совпадающей с осью трубы, тогда $z = 0$)

$$\frac{p_i}{\gamma} + \frac{v_i^2}{2g} = E_i, \text{ где } E_i - \text{удельная механическая энергия в сечениях потока.}$$

3. По разности полных удельных энергий в сечениях определяются потери энергии (напора) между ними. Все данные вычислений заносятся в таблицу

4.
схему
4)

Наименование величины	сеч. ш1 $d =$ 20мм	сеч. ш3 $d =$ 20мм	сеч. ш4 $d =$ 9мм	сеч. ш8 $d =$ 19мм	сеч. ш11 $d =$ 20мм
Расход Q , м ³ /с					
Пьезометрический напор p/γ , м					
Площадь сечения $S = \pi d^2 / 4$, м ²					
Ср. скорость v , м/с					
Скоростной напор $v^2 / 2g$, м					
Полная удельная энергия E					
Потери напора h , м					

Вычертить
трубы (рис.

определенном масштабе. По показаниям пьезометров, откладывая их значения от оси трубы, построить пьезометрическую линию.

5. Суммируя скоростные напоры с ординатами пьезометрической линии в соответствующих сечениях, провести линию энергии.

6. Провести напорную плоскость (горизонтальную прямую) на уровне ординаты линии энергии первого пьезометра и обозначить потери напора (энергии) между этим сечением и любым, расположенном ниже по течению.

7. Объяснить получившуюся конфигурацию энергетических графиков.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем заключается физический смысл уравнения Бернулли?
2. Что называется напором?
3. Как измеряются полный и статический напоры?
4. Как определяется потерянный напор на каком-либо участке трубы? В каком случае потерянный напор можно было бы определить по показаниям пьезометров?
5. Как измеряется скоростной напор?
6. Как определяется средняя скорость течения жидкости?
7. Как изменяются скорость и давление потока в трубе переменного сечения?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кудинов В.А., Карташов Э.М. Гидравлика. – М.: Высшая школа, 2006. - 175с.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

1. Отчет оформляется на двойном тетрадном листе.

2. Первая страница отчета содержит титульный лист методического пособия с указанием фамилии студента, выполняющего работу и преподавателя, принимающего работу.

3. Последующие страницы содержат:

- цель работы;
- основные теоретические сведения (кратко);
- схема лабораторной установки;
- основные формулы для расчета;
- итоговую таблицу с результатами опытов и вычислений;
- выводы по результатам работы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ И МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ НАПОРА

по теме «Гидродинамика»

Цель работы:

1. определить опытным путем потери напора при внезапном расширении (сужении) трубы и резком повороте канала, сравнив со значением потерь, вычисленными по теоретическим формулам;

2. определить коэффициенты местных сопротивлений по результатам опыта и теоретическим формулам, сравнить значения.

Оборудование и приборы: установка для исследования местных потерь напора, термометр, измерительная линейка, мерный сосуд, секундомер.

4.1. Теоретическое введение

Гидравлические сопротивления делятся на сопротивления сил вязкостного трения по длине трубы и местные сопротивления.

Потери напора на трение рассмотрены для случая равномерного движения жидкости, т.е. живое сечение вдоль трубы сохраняется постоянным. При движении жидкости в местных сопротивлениях поток претерпевает деформацию, что приводит к изменению форм и размеров живого сечения, и, следовательно, движение жидкости становится неравномерным, вследствие чего происходит изменение скорости потока. В местах изменения живого сечения или направления потока происходит его отрыв от стенок, и образуются так называемые вихревые или застойные зоны. Между основным потоком и вихревыми зонами осуществляется интенсивный обмен частицами жидкости, что является основным источником местных потерь энергии.

Количество энергии (напора), затрачиваемой на преодоление местных сопротивлений в напорных трубах (внезапное сужение и расширение, резкий поворот потока и т.д.) в большинстве случаев определяется с помощью коэффициентов, полученных опытным путем.

Потери напора в местных сопротивлениях при турбулентном режиме вычисляют по формуле Вейсбаха:

$$h_w = \xi \frac{v^2}{2g} \quad (4.1)$$

где ξ - безразмерный коэффициент местного сопротивления,

v - средняя скорость потока за местным сопротивлением.

Таким образом, местные потери напора пропорциональны скоростному напору.

Значения коэффициентов местного сопротивления получают экспериментально из формулы (4.1)

$$\xi = \frac{2g}{v^2} h_w \quad (4.2)$$

Если местное сопротивление (например, вентиль, диафрагма, колено и т.п.) расположено на горизонтальном трубопроводе постоянного сечения, то потери напора будут равны разности показаний пьезометров, установленных по обе стороны местного сопротивления.

Т.к. $v = \frac{Q}{\omega}$, то, подставляя это значение в формулу 4.2, получим формулу для определения коэффициента сопротивления опытным путём:

$$\xi = \frac{2g\omega^2 h_w}{Q^2} \quad (4.3)$$

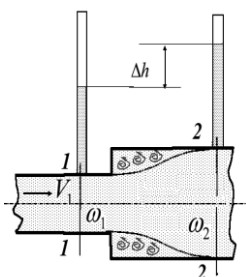
где ω – площадь сечения трубопровода до сопротивления.

Q – расход жидкости через сопротивление.

Ввиду сложности явлений, происходящих в жидкости при движении через местные сопротивления, теоретические формулы для определения потерь напора и коэффициентов местных сопротивлений удалось получить только для простейших видов, таких как внезапное расширение и сужение, плавное расширение или сужение, диафрагма и т.п.

ВНЕЗАПНОЕ РАСШИРЕНИЕ.

При внезапном расширении потока в трубке от сечения 1 до сечения 2 жидкость не течёт по всему контуру стенок, а движется по плавным линиям токов. Вблизи стенок, где



внезапно увеличивается диаметр трубы, образуется пространство, в котором жидкость находится в интенсивном вращательном движении. При таком интенсивном перемешивании происходит очень активное трение жидкости о твёрдые стенки трубы, а также трение внутри вращающихся потоков, вследствие чего происходят существенные потери энергии. Вследствие действия сил инерции потока движущейся жидкости вихреобразование прекращается на некотором достаточно большом расстоянии от зоны выхода жидкости в большее сечение. В результате давление нарастает постепенно.

На рисунке видно, что показания пьезометра во втором сечении больше, чем в первом. Показания пьезометра в данном случае зависят не только от потерь энергии, но и от величины давления. Давление во втором сечении становится больше из-за уменьшения скоростного напора за счёт расширения потока и падения скорости. В этом случае если бы не было потерь напора на местном сопротивлении, то высота жидкости во втором пьезометре была бы ещё больше. Теоретический коэффициент местного сопротивления при **внезапном расширении** потока равен:

$$\xi_{ep} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 = \left[\left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right]^2 \quad (4.4)$$

если h_{ep} определять по скорости v_2 .

$$\xi_{ep} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2$$

если h_{ep} определять по скорости v_1 .

Формула для теоретического определения потерь напора при **внезапном расширении** имеет вид:

$$h_{ep} = \xi_{ep} \frac{v_1^2}{2g} \quad (4.5)$$

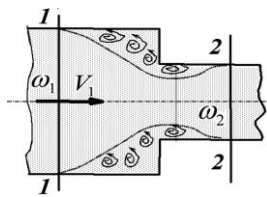
Расчетную формулу для теоретического определения потерь напоров применительно к круглым трубам получил также французский инженер Борда.

$$h_{ep} = \frac{(\nu_1 - \nu_2)^2}{2g} \quad (4.6)$$

т.е. потери напора вследствие внезапного расширения равны скоростному напору потерянной скорости.

ВНЕЗАПНОЕ СУЖЕНИЕ ПОТОКА

При внезапном сужении, так же как и при внезапном расширении потока, создаются пространства с завихрениями вращающейся жидкости, которые образуются в пристенном пространстве широкой части трубы. Такие же завихрения образуются в начале узкой части трубы за счёт того, что при входе в неё (узкую часть) жидкость продолжает некоторое время двигаться по инерции в направлении центра трубы, и основное русло потока ещё некоторое время продолжает сужаться. Следовательно, при внезапном сужении потока возникает как бы два подряд идущих местных сопротивления. Местное сопротивление за счёт сужения основного русла и сразу же за ним местное расширение, уже рассмотренное выше.



Теоретический коэффициент сопротивления при **внезапном сужении потока** можно определить по эмпирической зависимости, предложенной И.Е. Идельчиком:

$$\xi_{ec} = 0,5 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \quad (4.7)$$

Произведя преобразования и подстановку определённых значений в формулу Борда (4.6) можно получить ещё одну формулу для теоретического определения коэффициента сопротивления при **внезапном сужении потока**:

$$\xi_{ec} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (4.8)$$

где
$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \sqrt{1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}}}.$$

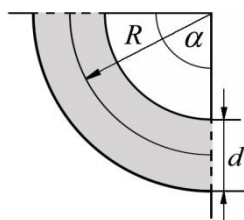
Общей формулой для теоретического определения потерь напора при **внезапном сужении потока** в обоих случаях будет:

$$h_{ec} = \xi_{ec} \frac{\nu_2^2}{2g} \quad (4.9)$$

где ξ - безразмерный коэффициент местного сопротивления,
 ν_2 - средняя скорость потока за местным сопротивлением.

Поворот потока

Поворот потока (отвод или закруглённое колено) значительно увеличивает вихреобразование и, следовательно, потери энергии. Величина потерь существенно зависит от отношения $\frac{R}{d}$ и угла α .



Теоретический коэффициент сопротивления при повороте можно определить по экспериментальной формуле. Для поворота под углом 90° и $\frac{R}{d} > 1$ он равен:

$$\xi_{n.n.} = 0,051 + 0,19 \frac{d}{R} \quad (4.10)$$

Теоретический коэффициент сопротивления при **повороте потока** можно также определить по эмпирической зависимости, предложенной И.Е. Идельчиком:

$$\xi_{n..n.} = A \cdot \frac{R}{d} \quad (4.13)$$

где эмпирический коэффициент A берётся из таблицы 4.1.

Формула для подсчёта теоретических потерь напора при **повороте потока** имеет вид:

$$h_{n..n.} = \xi_{n..n.} \frac{v_2^2}{2g} \quad (4.12)$$

Таблица 4.1.

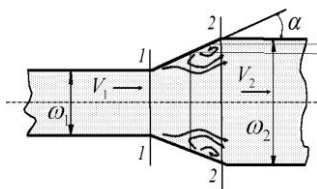
Таблица для расчета добавочного коэффициента

α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
A	0	0,31	0,45	0,60	0,78	0,90	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40

$$\xi = 4 \sin^2 \frac{\alpha}{2}$$

Плавное расширение потока

Плавное расширение русла называется **диффузором**. Течение жидкости в диффузоре имеет сложный характер. Так как живое сечение потока постепенно увеличивается, то, соответственно, снижается скорость движения жидкости и увеличивается давление.



Поскольку, в этом случае, в слоях жидкости у стенок диффузора кинетическая энергия минимальна (мала скорость), то возможна остановка жидкости и интенсивное вихреобразование. По этой причине потери энергии напора в диффузоре будут зависеть от потерь напора на трение и за счёт потерь при расширении:

$$\Delta h_{\text{диф}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{сп}}$$

Теоретический коэффициент сопротивления при **плавном расширении потока** можно определить по эмпирической зависимости, предложенной И.Е. Идельчиком:

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{\lambda}{8 \sin \alpha} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \right) + k_0 \left(1 - \frac{1}{\frac{\omega_2}{\omega_1}} \right)^2 \quad (4.14)$$

где: ω_1 - площадь живого сечения на входе в диффузор,

ω_2 - площадь живого сечения на выходе из диффузора,

α - угол конусности диффузора,

$k_0 = 3,2 \operatorname{tg} \alpha \sqrt{\operatorname{tg} \alpha}$ - поправочный коэффициент, зависящий от условий расширения потока в диффузоре.

Угол α рассчитывается по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l}{h}, \quad (4.15)$$

где l - длина конфузора или диффузора,

$$h = \frac{D-d}{2}.$$

Формула для подсчёта теоретических потерь напора при **плавном расширении потока** имеет вид:

$$h_{\text{диф}} = \xi_{\text{диф}} \frac{v_2^2}{2g} \quad (4.16)$$

Плавное сужение потока

Такое сопротивление представляет собой коническую сходящуюся трубку – *конфузор*. Течение в конфузоре сопровождается постепенным увеличением скорости и одновременным снижением давления. По этой причине условия для вихреобразования на конической поверхности отсутствуют. Потери в этой части местного сопротивления происходят только за счёт трения. Вихреобразование может происходить только в узкой части трубы. Его природа аналогична природе подобного вихря при внезапном сужении потока, однако величина существенно меньше.

Коэффициент потерь напора в конфузоре можно определить по формуле:

$$\varepsilon_{\text{conf}} = \frac{\lambda}{8 \sin \alpha} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \right) \quad (4.17)$$

Угол α рассчитывается по формуле (4.14)

Формула для подсчёта теоретических потерь напора при *плавном сужении потока* имеет вид:

$$h_{\text{конф}} = \xi_{\text{конф}} \frac{v_2^2}{2g} \quad (4.18)$$

Примечание: в формулах (4.14) и (4.16) величина λ - коэффициент гидравлического трения, определяемый по формулам:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (4.19)$$

- для чисел Re менее 2300

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \quad (4.20)$$

- для чисел Re в интервале 2300 – 100000;

4.2. Схема универсальной лабораторной установки

Опыты проводятся на универсальной установке (см. п. 2.2. и рис. 2.1), на которой установлен составной трубопровод с вмонтированными в него моделями местных сопротивлений. Трубопровод соединён с приёмным и напорным баками.

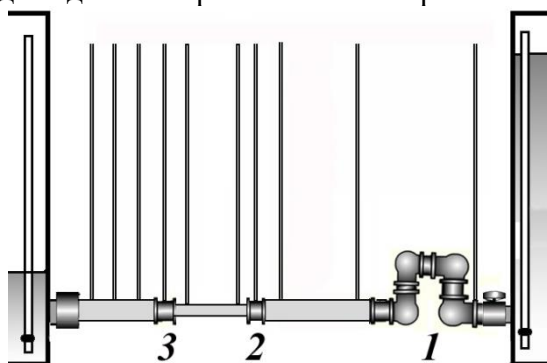


Рис. Схема установки для расчёта местных сопротивлений

Модели местных сопротивлений расположены в горизонтальной плоскости лабораторной установки и представляют собой последовательно расположенные 2 поворота на 90° (1), 2 поворота на 45° (2) внезапное сужение (3), внезапное расширение (4). Модели

плавного сужения и расширения потоков размещены на трубопроводе переменного сечения для исследования уравнения Бернулли.

Сечения, где поток можно считать плавно изменяющимся, до и после каждого из сопротивлений соединены с пьезометрами, расположенными на пьезометрическом щите в передней части лабораторной установки.

На участке внезапного расширения составного трубопровода установлены 6 пьезометров: 1 пьезометр - на трубе малого диаметра d , 5 пьезометров - на трубе большого диаметра (D) с целью визуального наблюдения за кривой изменения гидродинамического давления на данном участке потока жидкости.

4.3. Указания к выполнению работы

1. Группа делится на 3 звена.

2. Все звенья изучают теоретический материал, методическое указание, записывают расчетные формулы и готовят таблицу измерений.

3. Первое звено проводит эксперимент по определению коэффициента местных сопротивлений при внезапном сужении и расширении потока, второе звено – при плавном сужении и расширении потока, третье - при резком повороте потока.

Чередование экспериментов может меняться по указанию преподавателя.

4. Все звенья производят расчеты, обмениваясь данными, полученными при эксперименте.

4.4. Порядок выполнения работы

Подготовка установки осуществляется по методике, изложенной в п.2.3. По готовности лабораторной установки к работе выполняются следующие операции:

1. измеряются показания пьезометров и диаметр сечений до исследуемого сопротивления и после него; расход жидкости, время наполнения мерного сосуда и заносятся в табл. 4.1;

2. вычисляется расход воды объемным способом, площади сечений, средние скорости, числа Рейнольдса, радиусы поворотов канала; результаты вычислений заносятся в таблицу 4.3;

3. вычисляются экспериментальные потери напора: $h_w = h_2 - h_1$, результаты вычислений заносятся в таблицу 4.3;

4. вычисляется коэффициенты местных сопротивлений ξ' по данным опыта (4.3) и опытные потери напора h_w' по формуле (4.1).

5. вычисляются коэффициенты гидравлического трения по формулам (4.19) и (4.20)

6. вычисляются углы α конфузора и диффузора по формуле (4.15)

6. вычисляется теоретические коэффициенты местных сопротивлений ξ по формулам (4.4), (4.7), (4.8), (4.10), (4.13), (4.14) и теоретические потери напора h_w по формулам (4.5), (4.6), (4.9), (4.12), (4.16), (4.18).

7. Результаты вычислений занести в таблицу 4.3.

Таблица 4.3

Экспериментальные и расчётные данные

№ п/п	Показатели	Местное сопротивление					
		<i>Внезапное сужение</i>	<i>Внезапное расширение</i>	<i>Плавное сужение</i>	<i>Плавное расширение</i>	<i>Поворот потока</i>	
		Сечения	Сечения	Сечения	Сечения	45°	90°

										Сечения			
		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
1	Диаметр сечения d , м												
2	Площади сечений $\omega = \frac{\pi d^2}{4}, \text{м}^2$												
3	Ёмкость мерного сосуда V , м^3												
4	Время наполнения мерного сосуда t , с												
5	Расход воды $Q = \frac{V}{t}, \text{м}^3 / \text{с}$												
6	Средние скорости в сечениях $v = \frac{Q}{\omega}, \text{м} / \text{с}$												
7	Показания пьезометров $\frac{P}{\gamma}, \text{м}$												
8	Радиус поворота потока R , м												
9	Число Рейнольдса $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$												
10	Коэффициент гидравлического трения λ (для плавных сужения и расширения потока)	-		-						-			
11	Опытные потери напора h'_w , м												
12	Коэффициент местного сопротивления (опытный), ξ'												
13	Теоретические потери напора h_w , м												
14	Коэффициент местного сопротивления (теоретический) ξ												
15	Угол α (для плавных сужения и расширения потока)												

4.5. Обработка результатов

По результатам измерений вычислить:

- объемный расход (Q) по методике, изложенной в п. 1.4;
- кинематический коэффициент вязкости (ν) по формуле 2.2;
- площади сечений (ω) по формуле площади круга;
- средние скорости (v) в сечениях из формулы 2.3;
- числа Рейнольдса (Re) по формуле 2.6;
- опытные потери напора (h'_{ep}) по формуле 4.3;
- опытный коэффициент местного сопротивления (ξ'_{ep}) по формуле 4.2;
- теоретические потери напора (h_{ep}) по формуле 4.4;
- теоретический коэффициент местного сопротивления (ξ_{ep}) по формуле 4.5;
- . сделать выводы по полученным данным

4.6. Контрольные вопросы

1. Какие существуют виды сопротивлений при движении жидкости? Приведите примеры и изобразите схематично.
2. Что является причиной потерь напора в каждом виде местных сопротивлений и от чего они зависят?
3. Какие факторы влияют на значения коэффициентов местных сопротивлений и как их определяют?
4. Каким образом на практике можно уменьшить значение потерь напора в каждом из видов местного сопротивления?

МДК.01.01. «Технологическое оборудование газонефтепроводов и газонефтехранилищ»

по разделам 2 «Выполнение расчета режима работы газотурбинных установок в эксплуатационных условиях»,

3 «Изучение машин и оборудования для эксплуатации и ремонта газонефтепроводов»,

4 «Эксплуатация и ремонт оборудования перекачивающих и компрессорных станций газонефтепроводов и газонефтехранилищ»

ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

1. Студент должен прийти на практическое занятие подготовленным к выполнению работы. Студент, не подготовленный к работе, не может быть допущен к ее выполнению.

2. Каждый студент после выполнения работы должен представить отчет о проделанной работе с анализом полученных результатов и выводом по работе.

3. Отчет о проделанной работе следует делать в тетради для практических работ.

4. Если студент не выполнил практическую работу или часть работы, то он может выполнить работу или оставшуюся часть во внеурочное время, согласованное с преподавателем.

5. Оценку по практической работе студент получает, с учетом срока выполнения работы, если:

- выполнено правильно и в полном объеме;
- сделан анализ проделанной работы и вывод по результатам работы;
- студент может пояснить выполнение любого этапа работы;
- отчет выполнен в соответствии с требованиями к выполнению работы.

Практическое занятие №1 «Основные циклы газотурбинных установок (ГТУ)»

Цель работы: Изучить основные циклы газотурбинных установок (ГТУ)

Газотурбинной установкой принято называть такой двигатель, где в качестве рабочего тела используется неконденсирующийся газ (воздух, продукты сгорания топлива), а в качестве тягового двигателя применяется газовая турбина. В отличие от поршневых ДВС, где процессы сжатия, подвода теплоты и расширения осуществляются в одном и том же цилиндре, в газотурбинных установках эти процессы происходят в различных элементах установки, в которые последовательно попадает поток рабочего тела.

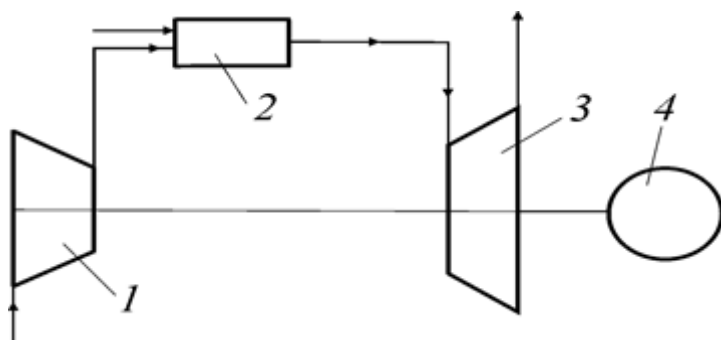


Рис. 1. Принципиальная схема газотурбинной установки

Газотурбинная установка простейшей схемы работает следующим образом: наружный воздух поступает на вход компрессора (1), где сжимается по адиабате (1–2) до давления p_2 (рис. 48, 49). После сжатия в компрессоре воздух поступает в камеру сгорания (2),

куда одновременно подается жидкое или газообразное топливо и происходит процесс сгорания

при $p = \text{idem}$ (2–3). Образующиеся при сжигании топлива продукты сгорания поступают в газовую турбину (3), где расширяются по адиабате (3–4) практически до атмосферного давления p_1 . Отработавшие продукты сгорания выбрасываются в атмосферу (4–1). а б

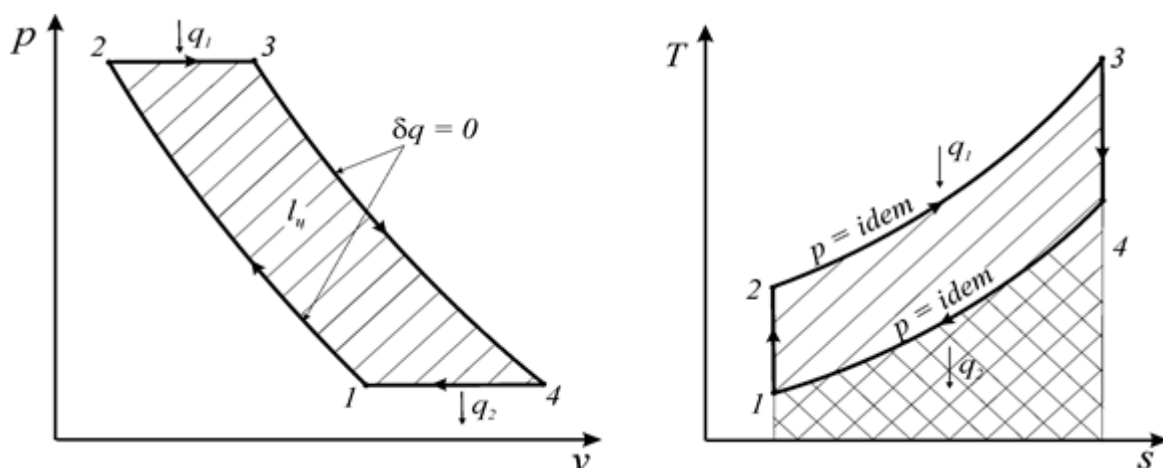


Рис. 2. Цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении в координатах $p-v$ (а) и $T-s$ (б)

В газотурбинных установках подвод теплоты к рабочему телу может осуществляться при постоянном давлении (цикл Брайтона) или при постоянном объеме (цикл Гемфри). Коэффициент полезного действия термодинамического цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Брайтона) определяется соотношением

$$\begin{aligned}\eta_t &= \frac{l_u}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_{pm} \cdot (T_4 - T_1)}{c_{pm} \cdot (T_3 - T_2)} = \\ &= 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}.\end{aligned}\quad (1)$$

Для газотурбинных установок вводят параметр, характеризующий степень повышения давления рабочего тела в компрессоре $C = p_2/p_1$. Выразим отношение температур в выражении (1) через соотношение давлений сжатия для компрессора С, используя уравнения адиабаты для идеального газа, в виде следующей системы уравнений:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\frac{k-1}{k}}; \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{T_3}{T_2} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (2)$$

Поскольку $p_3 = p_2$, а $p_4 = p_1$, то $T_4/T_1 = T_3/T_2$. С учетом этого равенства и системы уравнений (2), выражение для определения термического КПД цикла Брайтона примет вид

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{C^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (3)$$

Из соотношения (3) следует, что КПД цикла Брайтона повышается с увеличением значения степени повышения давления рабочего тела в компрессоре С.

..... ГТУ, работающие по циклу Гемфри (1-2-3-4).
ГТУ такого типа имеют больший коэффициент полезного действия, чем ГТУ, работающие по циклу Брайтона.

$$\eta_t = \frac{|L|}{|Q_1|}.$$

Практическое занятие №2 «Решение задач на расчет расхода топлива, пара и теплоты в теплосиловых установках»

Цель работы: Получить навыки расчета расхода топлива, пара и теплоты в теплосиловых установках.

Классификация теплосиловых установок. Теплосиловые установки (ТСУ) применяемые в нефтяной и газовой промышленности, особенности работы и основные технико - экономические показатели (ТЭП). Перспективы развития.

Методические указания

При изучении данной темы особенно обращается внимание на повышение технико — экономических показателей работы установок. При комбинированной выработке тепла и электроэнергии на ТЭЦ коэффициент полезного действия ТСУ будет больше, чем при отдельной выработке, а расход топлива, следовательно, меньше.

На современных электростанциях главным образом используют углеводородное топливо, запасы которого практически истощаются, поэтому все большее значение уделяется другим источникам энергии: атомной солнечной, энергии термальных вод, энергии ветра, энергии приливов и отливов мировой океана.

В последние годы ведутся интенсивные работы по созданию ТСУ с агниотермодинамическими (МГД) генераторами. В таких генераторах осуществляется непосредственное преобразование тепла в электрическую энергию.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Как классифицируются тепловые установки?
2. Каковы технологические схемы и особенности рабочего процесса ТСУ применяемых в нефтяной и газовой промышленности?
3. Каковы ТЭП ТСУ нефтяной и газовой промышленности?
4. Как определяется КПД паросиловой установки?

ЗАДАНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Задание 1

Варианты 1-15

В сосуде находится смесь воздуха и углекислоты. Объем сосуда V_m^3 количество воздуха M_1 , кг, углекислоты M_2 , кг; температура смеси $t_m, ^\circ C$

Найдите парциальные давления компонентов P_i , газовую постоянную смеси $R_{см}$ давление смеси P .

Данные	Задачи															
V1·м3	0,4	0,6	0,8	0,2	0,5	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	0,15	0,52	1,5	0,65	0,8	
M1· кг											2,5					
M2 · кг											1,5		2,5	1,5	4,5	
tсм																

Варианты 16-30

Коксовый генераторный газ имеет заданный объемный состав. Найдите массовый состав, газовую постоянную; удельный объем. плотности газа при температуре $t^{\circ}\text{C}$ и абсолютном давлении P , ат.

Данные	Задачи															
H ₂ , %				-	8,4	2,0		-		2,8	6,2	7,0			32,3	
CH ₄ ; %			-	7,5	48,7	11,0				12,2	2,5	3,0		-	15,2	
CO; %	27,6			0,37	17,0	1,0				21,6	5,5	30,0	25,0	17,3		12,0
CO ₂ ; %	4,8			17,7	14,5	12,0				5,4	12,5	5,3	14,2	6,2		2,2
N ₂ , %	58,6			74,13	11,4	74,0				58,0	67,0		50,8	12,5		38,3
t, 0C																
P, ат	0,98	1,0	0,95	1,1	0,99	1,0	1,1	0,90	0,98	1,2	0,93	0,9	1,0	1,2	0,92	

Методические указания к решению задания 1

Для определения парциального давления каждого компонента необходимо воспользоваться формулой:

$$P_i = P \frac{R_i}{R_{см}} \cdot m_i,$$

$$P_i = P \cdot R_i / R_{см} \cdot m_i$$

где P_i - парциальное давление i -того компонента, Па.

P — давление газовой смеси, Па, определяемое по уравнению газового состояния $PV = MRT$.

m_i — массовая доля i - того компонента, определяемая:

$$m_i = M_i / M$$

где M_i — масса компонента, моль

M — масса смеси, моль

R_i — газовая постоянная компонента, Дж/кг К. (табл. 4, стр. 318 [2]),

$R_{см}$ — газовая постоянная смеси, Дж/кг К, определяемая из формулы:

n
$R_{см} = \sum m_i \cdot R_i$
l

В задачах вариантов 16-30 от объемных долей необходимо перейти к массовым:

$m_i =$	$r_i \cdot \mu_i$
n	
$\sum r_i \cdot \mu_i$	

где g_i —объемная доля данного компонента,

μ_i — молекулярная масса компонента, (табл. 4, 318 [2]). После нахождения массовых долей компонентов, необходимо сделать проверку:

n
$\sum m_i = 1$

Удельный объем смеси находится из уравнения газового состояния:

$V_{см} = (R_{см} T) / P, \text{ м}^3/\text{кг}$
--

где P — давление смеси. Па,

T - температура смеси, К

Плотность смеси

$\rho_{см} = 1/V_{см}, \text{ кг}/\text{м}^3$

Задание 2

Вариант 1-7

Сосуд, объемом V_1 заполнен кислородом при давлении P_1 .

Определите конечное давление кислорода и количество сообщенной ему теплоты если начальная температура кислорода t_1 . а конечная t_2 . Теплоемкость кислорода считайте постоянной.

Данные	Задач и					
$V_1, \text{ л}$						
$P_1 \cdot \text{ МПа}$	12,5	13,0				
$t_1, \text{ }^\circ\text{C}$						
$t_2, \text{ }^\circ\text{C}$						

Варианты 8-15

Начальный объем воздуха V_1 с начальной температурой t_1 расширяется при постоянном давлении до объема V_2 в следствии сообщения ему теплоты Q .

Определите коночную температуру t_2 °С, давление газа P , МПа в процессе и работу расширения L , кДж.

Данные	Задачи						
V_1 , мЗ			0,124	0,05			2,5
t_1 , 0С							
V_2 , мЗ		1,5	0,87	0,10	4,5	7,0	5,0
Q , кДж							

Варианты 16-23

Для осуществления изотермического сжатия m кг воздуха при давлении P_1 и t затрачена работа L кДж. Найдите давление P_2 сжатого воздуха и количество теплоты Q , которое необходимо при этом отвести от газа.

Данные	Задачи							
m , кг	0,8	0,5	1,2	1,5	2,0	3,5	0,5	1,0
P_1 · МПа	0,1	0,3	0,5	0,6	0,65	0,5	0,5	0,1
t , 0С								
L , кДж								

Варианты 24-30

1 кг воздуха, занимающий объем V_1 при давлении P_1 расширяется в n раз. Определите конечное давление P_2 и работу ℓ , совершенную воздухом в адиабатном процессе.

Данные	Задачи						
V_1 , мЗ /кг	0,0887	0,187	0,8	0,343	0,5	0,37	0,0157

$P_1 \cdot \text{МПа}$	1,0	0,8	0,7	0,09	0,1	0,095	0,1
$n,$							

Методические указания к решению задания 2

Решение задачи заключается в расчете термодинамических процессов:
 изохорного — $v = \text{const}$ (варианты 1—7);

изобарного — $P = \text{const}$ (варианты 8—15);

изотермического — $t^\circ = \text{const}$ (варианты 16-23);

адиабатного - $q = 0$ (варианты 24-30).

Зависимость между начальными и конечными параметрами:

$P_1/P_2 = T_1/T_2$ — для изохорного процесса;

$V_1/V_2 = T_1/T_2$ — для изобарного процесса

$P_1/P_2 = V_2/V_1$ — для изотермического процесса;

$$P_1/P_2 = (V_1/V_2)^k; T_2/T_1 = (V_1/V_2)^{k-1}; T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(k-1)/k}$$

— для адиабатного процесса.

Кроме того, для определения неизвестных параметров или массы газа, необходимо использовать уравнение газового состояния; $PV = MRT$. Если в процессе участвуют M кг газа, то количество теплоты Q , изменение внутренней энергии ΔU и совершенная газом работа определяется:

$$a) Q_v = \Delta U = q_v \cdot M = M \cdot C_{vm}(t_2 - t_1) \text{ — для } v = \text{const},$$

где C_{vm} - средняя изохорная теплоемкость (табл. 3, 4, 5, стр. 38, стр. 40...41; табл. 5-12. стр. 318...323 [2]).

$$b) Q_p = M C_{pm}(t_2 - t_1)$$

Практическое занятие №3 «Изучение схемы простой ГТУ»

Цель работы: Изучение схемы простой ГТУ

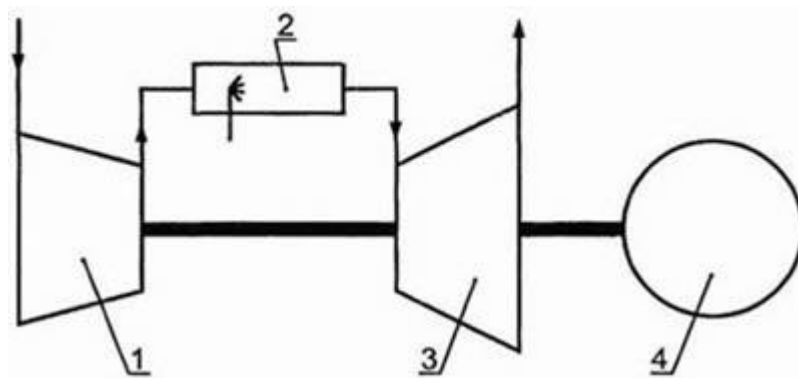


Рисунок 1 - Схема ГТУ с одновальным ГТД простого цикла
1 - компрессор; 2 - камера сгорания; 3 - турбина; 4 – нагрузка

Практическое занятие №4 «Вычерчивание схемы простой ГТУ»

Цель работы: Получить навыки вычерчивания схемы простой ГТУ

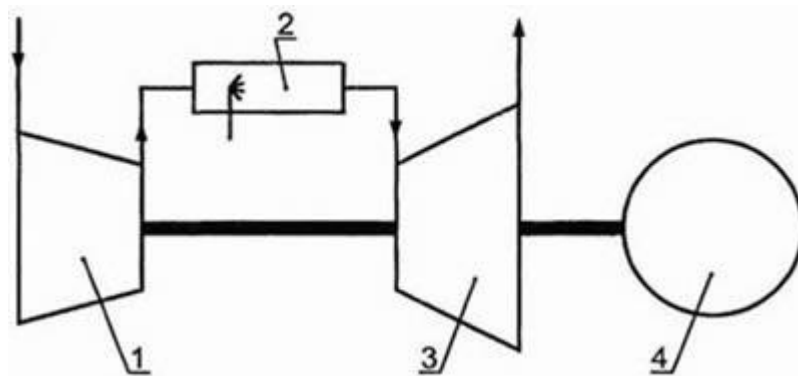


Рисунок 2 - Схема ГТУ с одновальным ГТД простого цикла
1 - компрессор; 2 - камера сгорания; 3 - турбина; 4 – нагрузка

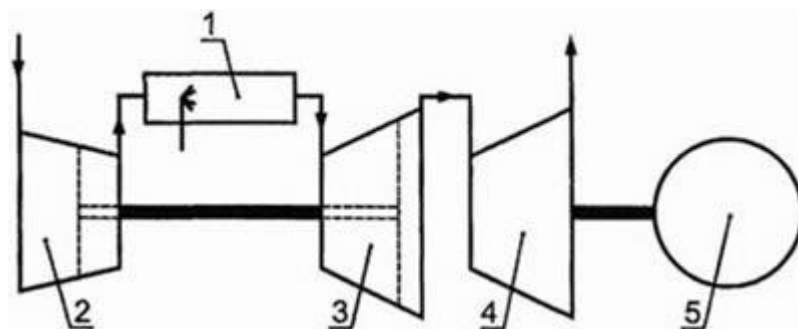


Рисунок 3 - Схема ГТУ с многовальным ГТД простого цикла
со свободной силовой турбиной

1 - камера сгорания; 2 - компрессор; 3 - турбина;
4 - силовая турбина; 5 - нагрузка

Примечание - Пунктиром показана альтернативная двухкаскадная компоновка ГТД

Практическое занятие №5 «Вычерчивание схемы ГТУ с регенерацией теплоты»

Цель работы: Получить навыки вычерчивания *схемы ГТУ с регенерацией теплоты*

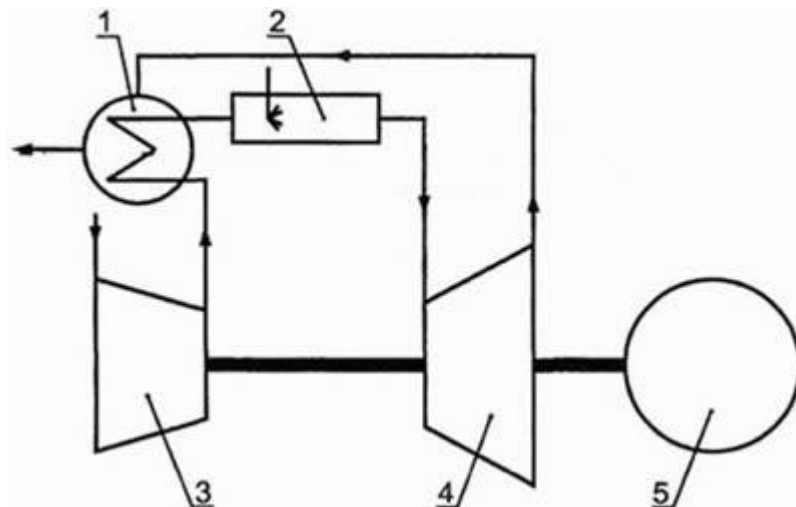


Рисунок 4 - Схема ГТУ с одновальным ГТД регенеративного цикла
1 - регенератор или рекуператор; 2 - камера сгорания; 3 - компрессор;
4 - турбина; 5 - нагрузка

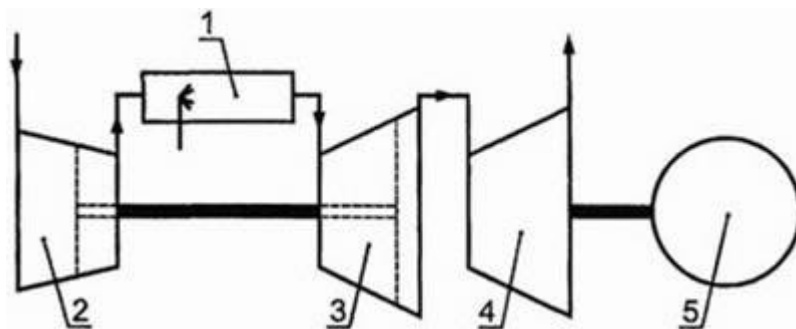


Рисунок 5 - Схема ГТУ с многовальным ГТД простого цикла
со свободной силовой турбиной

1 - камера сгорания; 2 - компрессор; 3 - турбина;
4 - силовая турбина; 5 - нагрузка

Примечание - Пунктиром показана альтернативная двухкаскадная компоновка ГТД

Практическое занятие № 6 «Вычерчивание схемы ГТУ с промежуточным подогревом рабочего тела и охлаждением воздуха»

Цель работы: Получить навыки вычерчивания *схемы ГТУ с промежуточным подогревом рабочего тела и охлаждением воздуха*

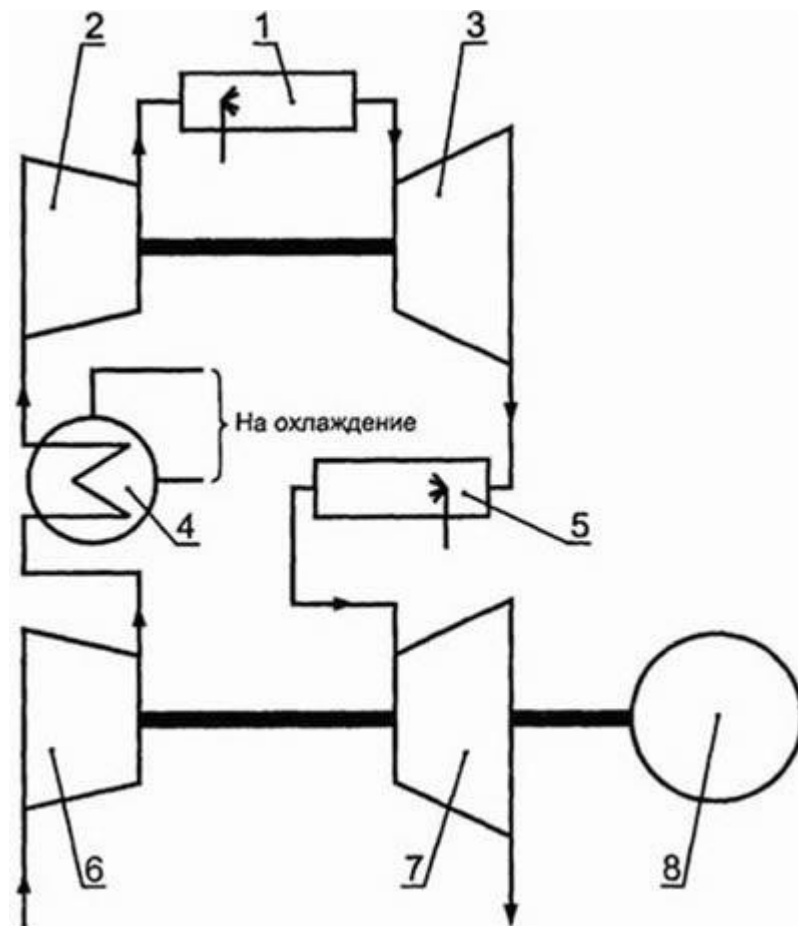


Рисунок 6 - Схема ГТУ с многовальным ГТД сложного цикла (с промежуточным охлаждением и промежуточным подогревом)

- 1 - основная камера сгорания; 2 - компрессор высокого давления; 3 - турбина высокого давления; 4 - промежуточный охладитель;
5 - камера сгорания промежуточного подогрева; 6 - компрессор низкого давления;
7 - турбина низкого давления; 8 - нагрузка

Примечание - Отбор мощности от ГТД осуществляется с вала ротора низкого давления

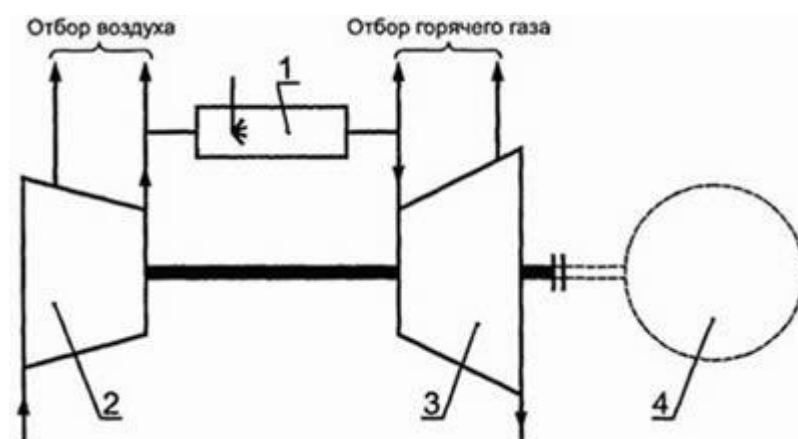


Рисунок 7 - Схема ГТУ с одновальным ГТД с отборами воздуха и горячего газа

1 - камера сгорания; 2 - компрессор; 3 - турбина; 4 - нагрузка

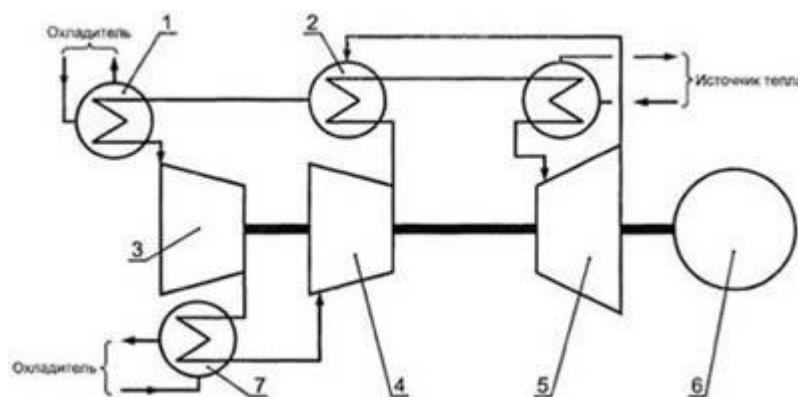


Рисунок 8 - Схема ГТУ с одновальным ГТД замкнутого цикла

1 - предварительный охладитель; 2 - подогреватель рабочего тела;
3 - компрессор низкого давления; 4 - компрессор высокого давления;
5 - турбина; 6 - нагрузка; 7 - промежуточный охладитель

Практическое занятие № 7 «Расчет основных размеров первой ступени осевого компрессора. Ориентировочное определение количества ступеней»

Цель работы: Получить навыки расчета основных размеров первой ступени осевого компрессора и ориентировочного определения количества ступеней.

Рассмотрим метод приближенного расчёта ступени, основывающийся на использовании опытных данных продувки плоских решёток лопастей.

В этом методе используются следующие безразмерные коэффициенты ступени:

$$\left. \begin{aligned} \text{коэффициент расхода } \varphi &= c_a / u; \\ \text{коэффициент напора } \psi &= \frac{l_a}{u^2 / 2}; \\ \text{степень реактивности } \rho &= l_{cm} / l; \\ \text{коэффициент закрутки } \mu &= \Delta c_u / u; \end{aligned} \right\} (13.52)$$

где c_a – осевая скорость, осреднённая по сечению проточной полости, нормальному оси компрессора; l_a – изоэнтропная удельная работа ступени; l_{cm} – статическая удельная работа ступени; l – полная удельная работа ступени; $\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}$ – абсолютное значение закрутки потока рабочим колесом ступени.

Многочисленные проведенные исследования компрессорных решёток показывают, что давление, создаваемое ступенью, приблизительно равно давлению элементарной ступени, лежащей на среднем диаметре ступени¹. Поэтому в нестрогих приближенных расчётах, проводимых с привлечением опытных материалов по продувке решёток, скорость u , определяющая коэффициенты φ , ψ и μ , является средней скоростью лопасти

$$u_{\text{ср}} = \frac{\pi d_{\text{ср}}^2 n}{60}, \quad (13.53)$$

¹ При точном расчёте ступень компрессора разбивают на элементарные ступени, работающие при разных окружных скоростях.

где $d_{\text{ср}} = (d_{\text{вт}} + d_{\text{к}}) / 2$. Здесь $d_{\text{вт}}$ и $d_{\text{к}}$ – диаметры втулки и концов лопастей.

Для расчёта должны быть заданы: массовая подача $\dot{m}$, газовая постоянная R , начальное и конечное давления p_1 и p_2 , начальная температура газа T_1 .

Окружную скорость $u_{\text{к}}$ концов рабочих лопастей дозвуковых компрессоров принимают до 250 м / с.

Коэффициент расхода и втулочное отношение задают в пределах

$$\varphi = 0,45 - 0,70; \nu = 0,5 - 0,9.$$

Среднее значение осевой скорости рассчитывают по коэффициенту расхода

$$c_a = \varphi u_{\text{ср}}.$$

Применяя уравнение неразрывности, рассчитывают диаметр окружности концов рабочих лопастей:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V} &= 0,785(d_z^2 - d_{\text{ср}}^2)c_a = 0,785d_{\text{к}}^2(1 - \nu^2)c_a \\ d_{\text{к}} &= \sqrt{\frac{\bar{V}}{0,785(1 - \nu^2)c_a}} \end{aligned} \right\} \quad (13.54)$$

По полученному значению $d_{\text{к}}$ и принятому значению $u_{\text{к}}$ определяют необходимую частоту вращения вала компрессора, об / мин,

$$n = \frac{60 u_{\text{к}}}{\pi d_{\text{к}}}.$$

Диаметр втулки, м,

$$d_{\text{вт}} = \nu d_{\text{к}}.$$

Средний диаметр, м,

$$d_{\text{ср}} = (d_{\text{к}} + d_{\text{вт}}) / 2.$$

Длина лопасти, м,

$$l = (d_{\text{к}} - d_{\text{вт}}) / 2.$$

Окружная скорость на среднем диаметре, м / с,

$$u_{\text{ср}} = (\pi d_{\text{ср}} n) / 60$$

Коэффициент расхода

$$\varphi = c_{1a} / u_{\text{ср}}.$$

Принимают соответственно ранее сделанным указаниям $\rho = 0,5 - 1,0$ и густоту $b / t = 1 - 2$.

Пользуясь опытными графиками, полученными продувкой решёток (рис. 13.31), по ρ / φ (имея в виду принятое значение густоты решётки) определяют μ / φ и из него коэффициент закрутки μ . Далее можно воспользоваться известной связью между коэффициентами напора и закрутки и изоэнтальпным КПД: $\psi = 2\mu\eta_a$, из которого, приняв $\eta_a = 0,85 - 0,95$, определить ψ .

Из (13.52) определяют изоэнтальпную работу ступени

$$L_{\text{act}} = \psi \frac{u_{\text{ср}}^2}{2}.$$

По изоэнтальпной работе компрессора l_a и полученной изоэнтальпной работе ступени определяют ориентировочно число ступеней.

Далее распределяют работу между ступенями, относя на последние из них несколько меньшие значения.

После ориентировочного расчёта последней ступени находят длину лопатки её: приняв схему компрессора с $d_{\text{вт}} = \text{const}$ или $d_{\text{к}} = \text{const}$ и выполнив детальный термогазодинамический расчёт всех ступеней.

Обычно при проектировании компрессоров проводят расчёт ряда вариантов с различными характеристическими коэффициентами и геометрическими характеристиками решёток. Наилучшим является вариант, дающий при заданных условиях наименьшие габариты и массу компрессора при высоких энергетических показателях.

Пример 13.1. Рассчитать основные размеры первой ступени осевого компрессора.

Определить ориентировочно число ступеней. Данные для расчёта: $\dot{m} = 50 \text{ кг / с}$; $p_1 = 100 \text{ кПа}$; $\varepsilon = 5$; $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение. Из уравнения состояния

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{100000}{287 \cdot 293} = 1,2 \text{ кг / м}^3; \quad \bar{V}_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1} = \frac{50}{1,2} = 41,5 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Принимаем $u_k = 220 \text{ м / с}$; $v_1 = 0,65$; $\varphi_1 = 0,60$. Осевая скорость осреднённая по сечению,

$$c_a = \varphi_1 u_k = 0,6 \cdot 220 = 132 \text{ м / с}$$

Наружный диаметр первой ступени по (13.54)

$$d_{x2} = \sqrt{\frac{41,5}{0,785(1-0,65^2)132}} = 83 \text{ м}$$

Необходимая частота вращения

$$n = \frac{60 \cdot 220}{3,14 \cdot 0,83} = 5100 \text{ об / мин}$$

Полученная частота вращения возможна при паро - и газотурбинном приводе. В случае приводе от электродвигателя с синхронной частотой вращения 3000 об / мин необходимо включение между двигателем и компрессором повышающей передачи с отношением 1 : 1,7.

Диаметр втулки $d_{вт1} = 0,65 \cdot 0,83 = 0,54 \text{ м}$.

Длина лопатки первой ступени $l_1 = (0,83 - 0,54) / 2 = 0,145 \text{ м}$.

Средний диаметр ступени $d_{1ср} = (0,54 + 0,83) / 2 = 0,685 \text{ м}$.

Средняя окружная скорость лопатки $u_{1ср} = (3,14 \cdot 0,685 \cdot 5100) / 60 = 183 \text{ м / с}$

Коэффициент расхода по средней скорости $\varphi = c_{1a} / u_{1ср} = 132 / 183 = 0,72$.

Принимаем $\rho = 0,75$; $b / t = 1,5$.

По графику рис. 13.31 при $\rho / \varphi = 0,75 / 0,72 = 1,04$ имеем $\mu / \varphi = 0,75$, откуда получаем $\mu = 0,75 \cdot 0,72 = 0,54$.

Принимая $\eta_a = 0,9$, определяем коэффициент напора

$\psi = 2\mu\eta_a = 2 \cdot 0,54 \cdot 0,9 = 0,98$.

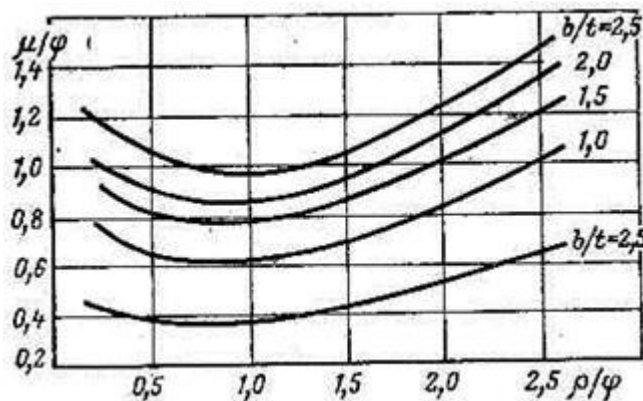


Рис. 1. График зависимости между относительными значениями коэффициента закрутки и степени реактивности решёток различной густоты

Изотропная работа ступени

$$I_{из} = 0,98 \frac{183^2}{2} = 16400 \text{ Дж / кг.}$$

Изотропная работа компрессора по заданным параметрам

$$I_a = \frac{1}{1,4-1} 287 \cdot 293 \left(5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 168000 \text{ Дж / кг.}$$

$$z = \frac{I_a}{I_{из}} = \frac{168000}{16400} \approx 10$$

Число ступеней

Практическое занятие № 8 «Определение основных характеристик ГТУ в эксплуатационных условиях»

Цель работы: Получить навыки определения основных характеристик ГТУ в эксплуатационных условиях

1. Основные положения теории подобия лопаточных машин

В соответствии с общими положениями теории подобия, для того чтобы процессы, протекающие в лопаточных машинах, были подобными, необходимо обеспечить геометрическое подобие, кинематическое подобие, т. е. подобие отношения скоростей (треугольников скоростей на входе и выходе решеток) и, наконец, динамическое подобие, связанное с постоянством соотношения сил, действующих на поток в сходственных точках. Условия подобия выражаются безразмерными критериями.

Можно показать, что при работе на идеальных газах, при отсутствии конденсации паров, тепловой инерции, диссоциации и химических взаимодействий, основные характеристики геометрически одинаковых турбомашин — их приведенная мощность $N_i / (p_1 \sqrt{RT_1})$, степень повышения давления $\pi = p_2 / p_1$ и внутренние КПД η_t и η_k — являются в общем случае функциями пяти основных критериев: числа Рейнольдса Re и Прандтля Pr , показателя адиабаты k и чисел Маха M в абсолютном M_c и переносном (вращательном) M_u движении

$$\frac{N_i}{p_1 \sqrt{RT_1}}, \pi, \eta = f(k, Re, Pr, M_c, M_u)$$

При больших скоростях движения воздуха ($Re > Re_{кр}$) силы вязкости играют второстепенную роль, и в этом случае подобие течений воздуха с достаточной точностью будет определяться только числами Маха

$$M_c = c_z / \sqrt{kRT} \text{ и } M_u = u / \sqrt{kRT},$$

где c_z — абсолютная (осевая) скорость воздуха на входе в компрессор; u — окружная скорость компрессора на среднем радиусе первой ступени.

На практике в качестве параметров для построения характеристик выбирают

величины, выражающие постоянство чисел M_c и M_u на входе в компрессор. Так, для определения расхода воздуха могут быть использованы параметры $(V_n / \sqrt{T_{но}})$ или $(G \sqrt{T_{но}} / p_{но})$, пропорциональные числу M_c .

За параметр частоты вращения можно принять величину $n / \sqrt{T_{но}}$, пропорциональную числу M_u .

Часто при построении характеристик компрессора используют приведенный расход газа и приведенную частоту вращения, отнесенную к стандартным атмосферным условиям ($T_{но} = 288 \text{ К}$, $p_{но} = 101,325 \text{ кПа}$):

$$G_{пр} = G \frac{p_{но}}{p_n} \sqrt{T_n / T_{но}}; \quad n_{пр} = n \sqrt{T_{но} / T_n}$$

Обычно универсальные характеристики турбомашин представляют в безразмерном виде (значение параметра в каждой точке делят на соответствующее значение параметра в расчетной точке при номинальных значениях параметров).

Относительные приведенные параметры ГТУ определяют по следующим формулам:

приведенный относительный расход воздуха через компрессор

$$\overline{G_{кпр}} = \frac{G_k}{G_{ко}} \sqrt{\frac{T_{но}}{T_n} \frac{p_{но}}{p_n}}$$

где $G_{ко}$ и G_k — номинальный и фактический расход воздуха; $T_{но}$ и T_n — номинальная и фактическая температура наружного воздуха; $p_{но}$ и p_n — номинальное и фактическое атмосферное давление;

приведенная относительная частота вращения

$$\overline{n_{пр}} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_{но}}{T_n}},$$

где n_0 и n — номинальная и фактическая частота вращения;

относительная степень повышения давления в компрессоре

$$\overline{\pi_k} = \pi_k / \pi_{ко},$$

где $\pi_{ко}$ и π_k — номинальная и фактическая степень повышения давления;

относительная степень понижения давления в турбине

$$\overline{\pi_T} = \pi_T / \pi_{то},$$

где $\pi_{то}$ и π_T — номинальная и фактическая степень понижения давления;

приведенная относительная мощность

$$\overline{N_{eпр}} = \frac{N_e}{N_{e0}} \sqrt{\frac{T_{но}}{T_n} \frac{p_{но}}{p_n}},$$

где N_{e0} и N_e — номинальная и фактическая мощности ГТУ;

относительный КПД ГТУ

$$\overline{\eta_e} = \eta_e / \eta_{e0},$$

где η_{e0} и η_e — номинальный и фактический КПД ГТУ;

относительная приведенная температура по трактам ГТУ

$$\overline{T_{пр}} = \frac{T}{T_o} \frac{T_{но}}{T_n},$$

где T_o и T — номинальная и фактическая температуры;

приведенный относительный расход топливного газа

$$\overline{G_{ТГ пр}} = \frac{G_{ТГ}}{G_{ТГo}} \sqrt{\frac{T_{но}}{T_n} \frac{p_{но}}{p_n} \frac{Q_p^n}{Q_{ро}^n}},$$

где $G_{ТГo}$ и $G_{ТГ}$ — номинальный и фактический расход топливного газа; $Q_{ро}^n$ и Q_p^n — номинальная и фактическая теплота сгорания топливного газа.

2. Частичные нагрузки газотурбинных установок

Газотурбинные установки обычно эксплуатируют в широком диапазоне изменения нагрузок, поэтому расчеты частичных режимов имеют большое значение. Эти расчеты дают возможность получить статические характеристики ГТУ, анализ которых позволяет оценить экономические показатели различных установок при работе на частичных нагрузках.

Для обеспечения равновесных режимов работы, определяющих частичные нагрузки ГТУ, необходимо рассмотреть режимы работы отдельных элементов (осевых компрессоров и турбин, камер сгорания и теплообменных аппаратов), а затем условия согласования их работы.

2.1 Характеристики многоступенчатых компрессоров

Аэродинамический расчет осевого компрессора выполняют для одного расчетного режима работы, применительно к которому определяют площади проходных сечений проточной части, геометрическую форму лопаток и т. д. В реальных условиях компрессоры, применяемые в газотурбинных установках, работают не только в расчетных режимах, но и в широком диапазоне режимов, отличных от расчетного. При этом могут изменяться атмосферные условия, расход воздуха и во многих случаях — частота вращения ротора. Все эти факторы оказывают влияние на основные параметры, характеризующие работу компрессора, и в первую очередь — на степень повышения давления π_k и КПД η_k .

Зависимости основных параметров компрессора от режимов его работы принято называть **характеристиками компрессора**.

Построение характеристик расчетным путем связано с большими трудностями, так как закономерности течения воздуха на нерасчетных режимах весьма сложны, а характер изменения потерь энергии в компрессоре изучен пока еще недостаточно. Более достоверные характеристики многоступенчатых компрессоров получают при использовании для их расчетов отработанных моделей ступеней, а самые достоверные характеристики — **экспериментальным путем** на специально оборудованных установках.

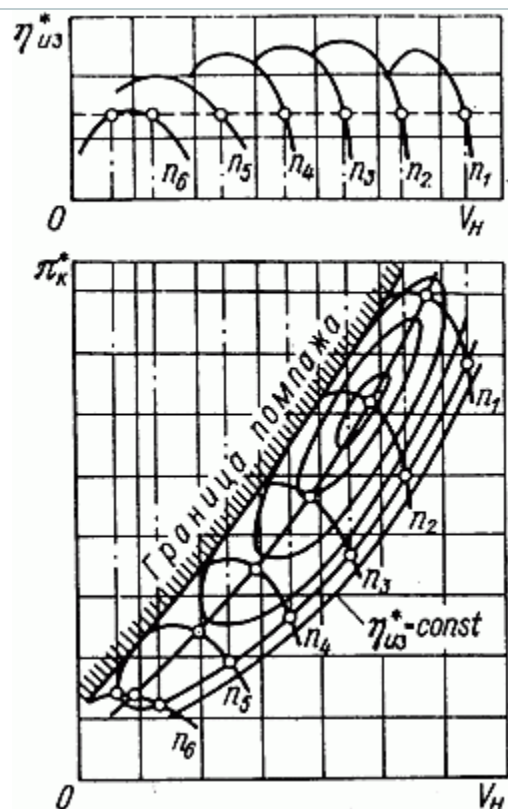


Рисунок 1. Характеристика осевого компрессора ГТУ

Зависимости степени повышения давления и КПД от расхода воздуха, соответствующие постоянным значениям частоты вращения ротора, называются **расходными характеристиками**.

Характеристики осевого компрессора могут быть построены в зависимости от абсолютных значений частоты вращения n и расхода массового G или объемного V . Гораздо большие удобства дают характеристики, построенные в относительных приведенных координатах, полученных с помощью гидродинамической теории подобия.

На режимах, отличных от расчетного, происходит изменение условий обтекания профилей отдельных ступеней компрессора.

Так при снижении расхода воздуха на выпуклых поверхностях лопаток первых ступеней возникают срывные явления. При значительных отклонениях режима от расчетного возможен переход одной-двух последних ступеней в область отрицательных напоров. При этом может возникнуть значительная вибрация лопаток компрессора.

Рассмотрим совместную работу ступени компрессора с сетью на предсрывном режиме, когда давление за ступенью несколько выше давления в сети. При наступлении развитого срыва давление на выходе из ступени резко уменьшается, а давление в сети остается пока по-прежнему близким к его значению в предсрывном режиме. В этом случае газ начнет двигаться из сети в ступень. После снижения давления в сети ступень вновь начнет нагнетать газ в сеть и при каком-то расходе опять возникнут срыв и выбрасывание газа из сети в ступень. Процесс будет периодически повторяться.

Такой неустойчивый режим работы представляет собой **помпаж**. При помпаже возникают сильные автоколебания потока и резкий специфический шум.

Основными способами устранения помпажа в осевых компрессорах являются: установка дополнительных выпускных каналов (через антипомпажные клапана); применение поворотных направляющих лопаток и переход к двухвальным компрессорам.

При пониженной частоте вращения наиболее просто устранить помпаж перепуском воздуха из одного или нескольких сечений проточной части в атмосферу или на вход в компрессор. Перепуск воздуха увеличивает расход воздуха через первые ступени (до места расположения отбора) и позволяет вывести их из зоны неустойчивой работы. С перепуском воздуха улучшаются и условия работы последних ступеней, т. е. обеспечивается более согласованная их работа при частоте вращения меньше расчетной. Степень повышения давления и, как правило, КПД повышаются. Место и количество отборов можно определить расчетным путем. При наличии нескольких противопомпажных клапанов их открывают и закрывают не одновременно, а с некоторым сдвигом по частоте вращения.

Вторым способом противопомпажного регулирования является поворот лопаток одной или нескольких ступеней. При повороте направляющей лопатки осевая составляющая скорости изменяется таким образом, что обеспечивается примерно расчетный угол набегания потока на лопатки рабочего колеса последующей ступени. Однако реализация этой достаточно простой идеи сопряжено с преодолением значительных конструктивных трудностей.

Третьим способом борьбы с помпажом является применение двух компрессоров, каждый из которых приводится отдельной турбиной (например, ГПА-10 на базе судового двигателя ДР-59Л). При этом, помимо прочего, достигается и повышение КПД на нерасчетных режимах. В ГТУ с двухвальным компрессором при переходе с расчетного режима на нерасчетный частоты вращения КНД и КВД будут изменяться по-разному, причем всегда таким образом, что КНД в двухвальной схеме будет работать при более низкой частоте вращения по сравнению с одновальной схемой (и с КВД). В таком случае условия работы первых и последних ступеней в меньшей степени отклоняются от расчетного режима, чем в одновальном компрессоре. Устраняются причины возникновения помпажа в первых ступенях.

Характеристики компрессора охватывают широкий диапазон его работы. Однако не все эти режимы могут быть реализованы компрессором, работающим в системе ГТУ. При фиксированных положениях лопаток компрессора и турбины на каждой линии π_k при заданной мощности имеется одна точка, в которой может устойчиво работать компрессор. Эту точку определяют из условий совместной работы компрессора с газовой турбиной. Соединяя между собой точки совместной работы, получают кривую возможной работы компрессора в системе ГТУ, называемую **линией рабочих или эксплуатационных режимов**.

2.2 Согласование режимов работы элементов ГТУ

Расходы рабочего тела по всем элементам ГТУ однозначно связаны между собой и на каждом установившемся режиме определяются параметрами рабочих тел.

Уравнение расхода газа в общем виде записывается как

$$G_T = f(p_3, T_3, p_4, n)$$

Часто для получения статических характеристик ГТУ достаточно использовать приближенное уравнение расхода, что значительно упрощает расчет.

Расход воздуха через компрессор также зависит от режимных факторов и при постоянных параметрах наружного воздуха может быть представлен в виде

$$G_K = f(\pi_K, p_K)$$

Расход воздуха через компрессор обычно представляется графически в виде характеристики компрессора (см. рисунок 4.1).

Расходы рабочего тела через теплообменные аппараты зависят от режимов работы турбомашин, а их влияние на расход выражается через потери давления.

При установившихся режимах для каждого вала установки наблюдается баланс мощности турбин, компрессоров и внешних потребителей.

Уравнение баланса мощности зависит от тепловой схемы ГТУ и рассматриваемого вала. Для турбокомпрессорного вала, связанного с внешним потребителем, уравнение баланса мощности имеет вид

$$\sum_{i=1}^n G_{Ti} H_{Ti} \eta_{\text{мех}} - \sum_{j=1}^n G_{Kj} H_{Kj} = 0.$$

Для вала ГТУ, на котором расположен внешний потребитель,

$$\sum_{i=1}^n G_{Ti} H_{Ti} \eta_{\text{мех}} - \sum_{j=1}^m G_{Kj} H_{Kj} = N_B,$$

где N_B — мощность на выходном валу установки; n и m — число турбин и компрессоров на рассматриваемом валу.

В том случае, когда рассматривается свободный вал, не связанный с приводом компрессора, мощность компрессора в последнем уравнении отсутствует.

Обычно внешний потребитель определяет характер изменения частоты вращения выходного вала, который зависит от снимаемой мощности. Так, если потребитель полезной нагрузки электрогенератор, то частота вращения выходного вала ГТУ меняется в пределах неравномерности регулирования. При использовании ГТУ для привода насосов или центробежных нагнетателей диапазон изменения частоты вращения вала полезной мощности значительно больше и зависит от условий эксплуатации и особенностей потребителя мощности.

Для турбомашин уравнение отношений давлений определяет общие степени повышения и понижения давлений $\pi_{K.\text{общ}}$ и $\pi_{T.\text{общ}}$. В идеальном цикле ГТУ, когда потери давления в трактах отсутствуют, $\pi_{K.\text{общ}} = \pi_{T.\text{общ}}$. В реальных установках для любого режима можно записать

$$\pi_{K1} \pi_{K2} \dots \pi_{Kn} v = \pi_{T1} \pi_{T2} \dots \pi_{Tm},$$

где $v = (1 - \xi_{\text{вх}})(1 - \xi_1) \dots (1 - \xi_z) / (1 + \xi_{\text{вых}})$ — коэффициент общих потерь давления; ξ — коэффициент гидравлических потерь давлений в трактах; z — число элементов газоздушного тракта между компрессором и турбиной низкого давления.

В реальных турбомашинках следует учитывать следующие виды потерь давления:

1) потери давления во входном тракте. Давление перед компрессором p_1 зависит от этих потерь

$$p_1 = p_n - \Delta p_{\text{вх}} = p_n (1 - \xi_{\text{вх}});$$

2) потери давления в тракте между компрессорами учитываются коэффициентом потерь давления $\xi_{K.K-К.В.}$, который рассчитывается аналогично входных потерь;

3) тракт между компрессором и турбинной группой обычно характеризуется

сопротивлением камеры сгорания и учитывается коэффициентом $\xi_{к-г}$;

4) тракт между турбинами оценивается коэффициентом $\xi_{т.в-т.н}$;

5) для тракта за турбинной группой потери давления оцениваются коэффициентом. Тогда давление за турбиной будет определяться как

$$p_4 = p_n (1 + \xi_{вых})$$

2.3 Статические характеристики ГТУ

2.3.1 Основные виды статических характеристик

Частичные нагрузки характеризуются определенной совокупностью параметров. Закономерность изменения этих параметров образует ту или иную статическую характеристику.

Каждому равновесному режиму работы установки отвечают определенные параметры рабочего тела.

Совокупность параметров равновесных режимов удобно наносить на характеристику компрессора, которая позволяет более наглядно представить ряд особенностей работы ГТУ.

Геометрическое место точек равновесных режимов, нанесенных на характеристику компрессора, называется режимной (рабочей) линией. Каждая точка режимной линии должна удовлетворять всем балансным уравнениям.

В ГТУ с одним компрессором (однокомпрессорные ГТУ) уравнение расхода, связывающее расходные характеристики турбины и компрессора, и отношение давлений дают возможность нанести на характеристику компрессора линию температур газа перед турбиной T_3 . Действительно, любая точка поля характеристики компрессора определяет при установившемся режиме расход газа через турбину, а через отношение давлений — начальное давление газа p_3 . Этих параметров достаточно, чтобы по одному из уравнений расхода газа через турбину найти начальную температуру газа перед турбиной T_3 (рисунок 4.2).

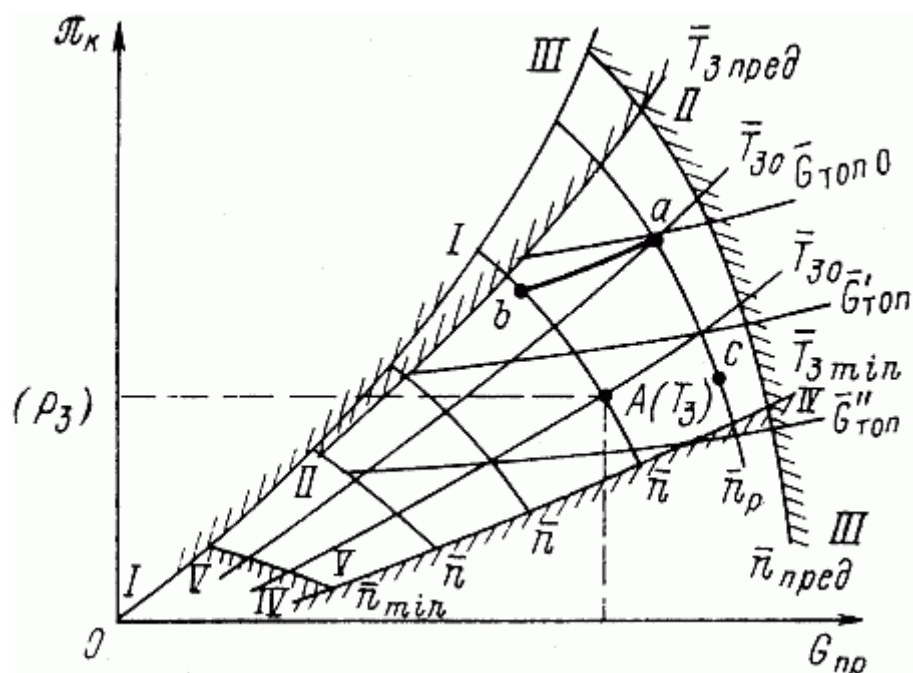


Рисунок 2. Универсальная характеристика компрессора

Линии температур газа позволяют нанести на характеристику компрессора

линии расходов топлива $G_{\text{топ}}$, которые строят с помощью уравнения теплового баланса камеры сгорания. В поле представленных на рисунке 4.2 кривых режимная линия должна удовлетворять только одному условию — балансу мощности. Расположение режимной линии зависит главным образом от схемы установки и типа внешнего потребителя. Например, одновальная приводная ГТУ, в которой потребитель полезной мощности работает с переменной частотой вращения n , имеет режимную линию вида а–b, а генераторная — вида а–с (рисунок 4.2).

На характеристике компрессора можно выделить зону возможного размещения режимной линии, которая определяется условиями надежной эксплуатации установки. Границами этой зоны являются следующие ограничения:

1) граница помпажа компрессора I–I.

Выход на эту границу противопоказан из-за неустойчивой работы компрессора. Допустимое минимальное приближение режимной линии к границе помпажа задается допустимым значением коэффициента запаса по помпажу k_y , который определяется по формуле

$$k_y = \left[\frac{G_{\text{кр}} \pi_{\text{кр}}}{G_{\text{кр}} \pi_{\text{кр}}} \right] 100\%,$$

где индекс р относится к параметрам режимной линии, а индекс гр — к границе помпажа. Как показывает опыт эксплуатации ГТУ различного назначения (стационарных и приводных), для обеспечения надежной работы компрессора коэффициент запаса по помпажу должен быть не менее 10–12 %. Для большинства работающих ГТУ этот коэффициент обычно равен 18–20 %;

2) линия предельной температуры II–II.

Превышение предельной температуры $T_{\text{зпред}}$ недопустимо из-за сильного влияния ее на ресурс ГТУ. Уровень предельной температуры устанавливают по температуре газа в режиме максимальной мощности. Обычно принимают, что $T_{\text{зпред}} = T_{30} + (20 - 40) \text{ K}$;

3) линия предельной частоты вращения ротора III–III.

Ограничение по $n_{\text{пред}}$ определяется требованием прочности. Значение $n_{\text{пред}}$ устанавливается обычно на 8–10 % выше частоты вращения в номинальном режиме; 4

) линия минимальной температуры $T_{\text{зmin}}$ газа IV–IV.

Эта линия ограничивает область устойчивой работы камеры сгорания по минимальному расходу топлива, обусловленному качеством распыла;

5) линия минимальной частоты вращения ротора V–V.

Обычно она также определяется требованием надежной работы камеры сгорания и динамической устойчивостью режима работы ГТУ.

В ГТУ с двумя и более компрессорами также имеются возможные области режимов работы, ограниченные перечисленными линиями.

Изменение основных параметров в зависимости от полезной мощности установки определяется **режимной характеристикой**. Такие характеристики дают возможность судить об изменении параметров ГТУ в зависимости от нагрузки.

Выходные характеристики рассматриваются применительно к приводным ГТУ. Эти характеристики представляют собой изменение мощности (и вращающего момента) на выходном валу установки в зависимости от его частоты вращения.

Для построения статических характеристик ГТУ должны быть определены

параметры статических режимов в широком диапазоне нагрузок. Методика определения этих режимов зависит от тепловой схемы установки и типа внешнего потребителя, поэтому ниже рассмотрен порядок расчета статических характеристик для различных схем ГТУ.

Статические характеристики одновальной ГТУ. Для расчета статических характеристик следует определить номинальный режим работы и найти все его параметры, а также рассчитать характеристики элементов установки, т.е. компрессора, турбин (зависимости G_t , η_t и N_t от параметров газа p_3 , T_3 и частоты вращения) и камеры сгорания.

На характеристике компрессора номинальная нагрузка задается точкой а (рисунок 4.3). Вид режимной линии от точки а будет зависеть от внешнего потребителя.

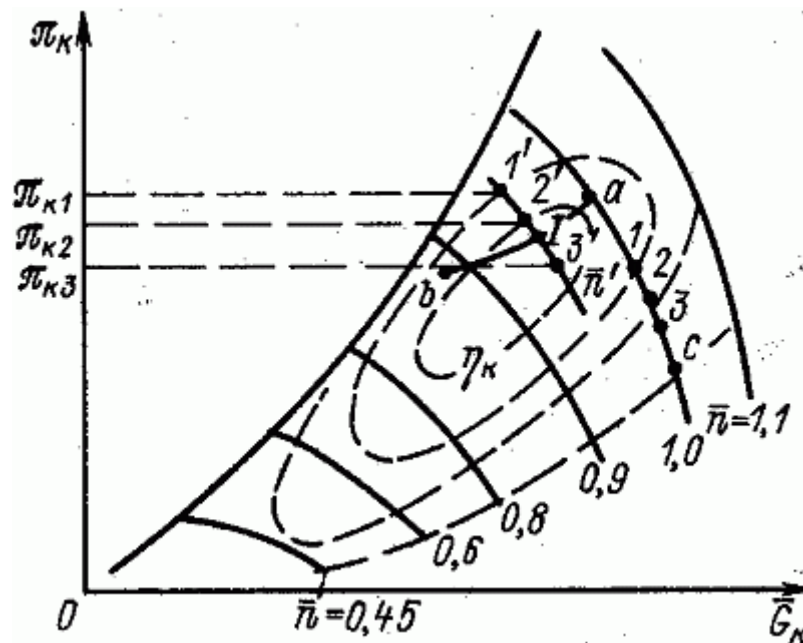


Рисунок 3. Характеристика компрессора одновальной ГТУ

В генераторной ГТУ обычно предполагается постоянство частоты вращения ($n = \text{const}$) выходного вала, поэтому режимная линия удовлетворяет условию $\pi_k = \text{const}$. Уменьшение нагрузки сопровождается понижением π_k и T_3 , а точки равновесных режимов будут располагаться ниже точки а. Для определения показателей ГТУ на частичной нагрузке на линии $\pi_k = \text{const}$ надо взять произвольную точку (например, 1 на рисунок 4.3). В этой точке с характеристики компрессора снимают значения G_k , η_k и N_k , после чего рассчитывают показатели компрессора (T_2 , N_k , M_k , N_k). По значению π_k с помощью уравнений для определения отношения давления находят π_t и начальное давление рабочего тела на входе турбины p_3 , которое составит

$$p_3 = p_n \pi_k (1 - \xi_{вх}) (1 - \xi_{к-т})$$

Затем по одному из уравнений, определяющих пропускную способность турбины, для точки 1 рассчитывают температуру рабочего тела T_3 и мощность турбины. По уравнению баланса мощности $N_t - N_k = N_{\text{пот}}$ находят полезную мощность ГТУ, а по уравнению баланса камеры сгорания — расход топлива. Аналогичный расчет выполняют для точек 2 и 3, и так далее до точки с, определяющей режим холостого хода.

Найденные показатели позволяют построить статическую характеристику

ГТУ. Режимная характеристика включает широкий диапазон изменения нагрузки (рисунок 4.4). При уменьшении нагрузки все параметры установки понижаются, кроме расхода воздуха, который даже несколько возрастает. Это так называемое качественное регулирование, при котором уменьшение мощности обеспечивается за счет понижения только параметров рабочего тела.

Такой метод регулирования приводит к пониженной эффективности установки при частичных нагрузках, поэтому для одновальной генераторной ГТУ характерно резкое уменьшение ее КПД с понижением нагрузки. Этим определяется выбор условий эксплуатации генераторной ГТУ. Обычно такая ГТУ работает в режимах, близких к номинальному; длительная ее работа на пониженных нагрузках связана с существенным перерасходом топлива.

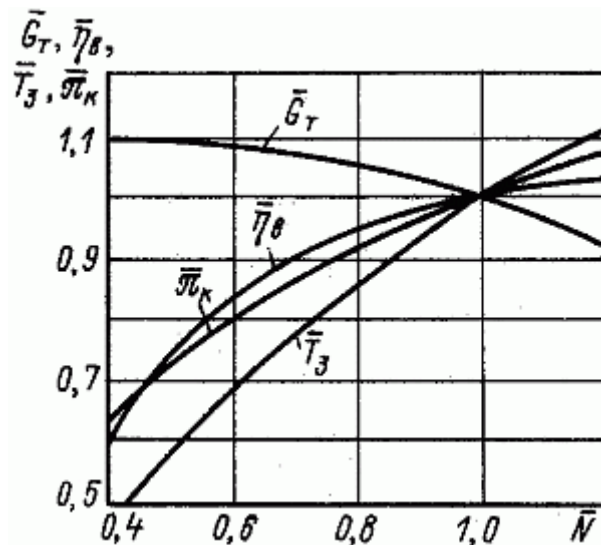


Рисунок 4. Режимная характеристика одновальной генераторной ГТУ

Особенность **приводной установки** — зависимость нагрузки от частоты вращения выходного вала $N = f(n)$, которая определяется видом потребителя нагрузки. Так, для судовой ГТУ с винтом фиксированного шага $\bar{N} \approx \bar{n}^3$, а для дорожной машины $\bar{N} \approx \bar{n}^2$. ГТУ, работающая в составе насосного агрегата с центробежным насосом, а также в составе газотурбинного газоперекачивающего агрегата (ГТПА), будут тоже иметь кубическую зависимость мощности от частоты вращения ротора насоса или нагнетателя. Здесь принято, что номинальный режим работы такой приводной установки также соответствует точке а на рис.4.3. Для определения режима частичной нагрузки в этом случае надо задать произвольное значение частоты вращения ротора (например, $\bar{n}'$ на рисунке 4.3). По этой частоте вращения для данного внешнего потребителя находят его мощность. Затем на линии $\bar{n}'$ выбирают произвольные точки 1', 2' и 3', охватывающие значительную зону характеристики компрессора. Для каждой из этих точек выполняют расчет, аналогичный расчету для точки 1 генераторной ГТУ, и в каждой точке находят мощность компрессора и турбины. Равновесному режиму на линии $\bar{n} = \text{const}$ отвечает только та точка, в которой выполняется условие $N_T - N_K = N_{\text{пот}}$. Для нахождения этой точки надо построить вспомогательный график вида $N_T - N_K = f(\pi_K)$ и $N_{\text{пот}} = f(\pi_K)$ при $\bar{n} = \text{const}$, который и определит равновесный режим работы на линии а–б в точке 1. Аналогичные расчеты выполняют и для других частот вращения ротора. Полученные параметры ряда равновесных режимов позволяют построить режимную линию и другие статические характеристики установки.

Режимная линия а–б на рисунке 4.3 с уменьшением нагрузки довольно быстро

приближается к границе помпажа, поэтому в режиме минимальной нагрузки (точка б) часто имеет место значительная полезная мощность. Этот режим обычно устанавливается в соответствии с принятым значением коэффициента k_y . Для одновальной приводной ГТУ характерен малый диапазон изменения мощности установки, а с ее уменьшением параметры рабочего тела понижаются (рисунок 4.5). Регулирование мощности здесь уже в значительной мере количественное, поскольку с уменьшением мощности расход рабочего тела через установку падает (рисунок 4.5).

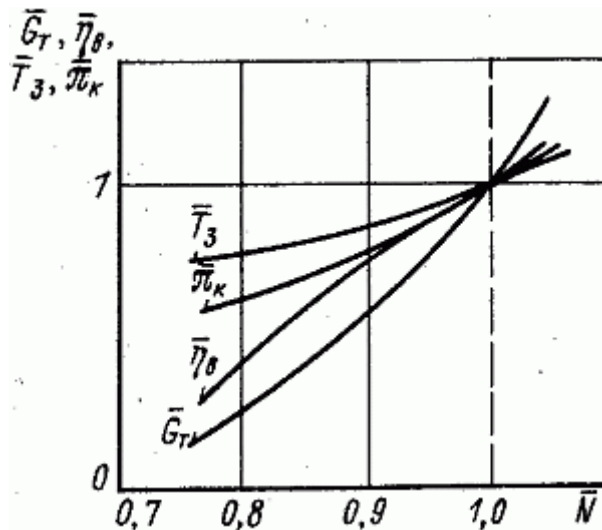


Рисунок 5. Режимная характеристика одновальной приводной ГТУ

В связи с этим для одновальной приводной ГТУ характеристика $\eta_v = f(N)$ оказывается более благоприятной. Заметно улучшает эту характеристику применение регенератора, так как с понижением нагрузки температурный напор в регенераторе ($T_4 - T_2$) повышается.

Статические характеристики однокомпрессорной ГТУ со свободной силовой турбиной. Рассматриваемая ГТУ состоит из двух относительно самостоятельных элементов: турбокомпрессорного и силового блоков. Турбокомпрессорный блок обеспечивает выработку рабочего тела требуемых параметров, которые в силовом блоке трансформируются во внешнюю (полезную) работу (рисунок 4.6).

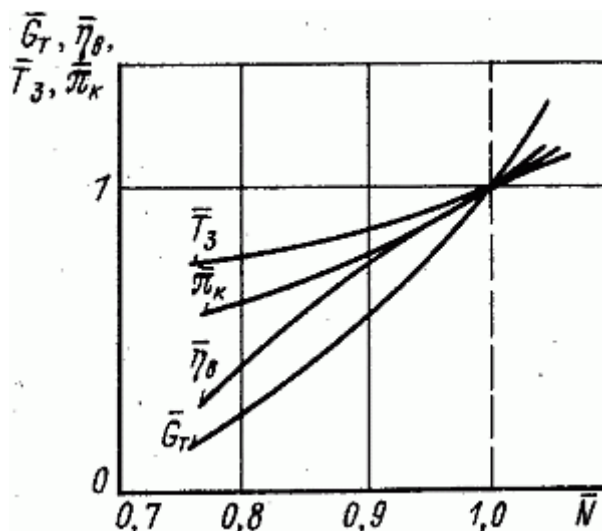


Рисунок 6. Принципиальная схема однокомпрессорной ГТУ со свободной силовой турбиной: 1

Режимная линия характеризуется переменной частотой вращения турбокомпрессорного блока. Поскольку частота вращения ротора турбины слабо влияет на ее пропускную способность, при расчете статических характеристик ГТУ со свободной турбиной обычно пренебрегают влиянием режима ее работы на турбокомпрессорный блок. Режимная линия в этом случае идентична для генераторной и приводной ГТУ.

Данные равновесных режимов позволяют построить **режимную характеристику ГТУ**. С уменьшением располагаемой мощности, определяемой параметрами рабочего тела и его расходом на силовую турбину, степень повышения давления и расход воздуха через компрессор понижаются (рисунок 4.7, а). Коэффициент полезного действия турбины компрессора $\eta_{т.к}$ в широком диапазоне изменения располагаемой мощности меняется мало и только в режимах, близких к минимальной нагрузке, заметно понижается. Такой характер изменения $\eta_{т.к}$ объясняется тем, что с падением мощности частота вращения ротора турбокомпрессорного блока уменьшается, а вместе с ней понижается и располагаемый теплоперепад в компрессорной турбине.

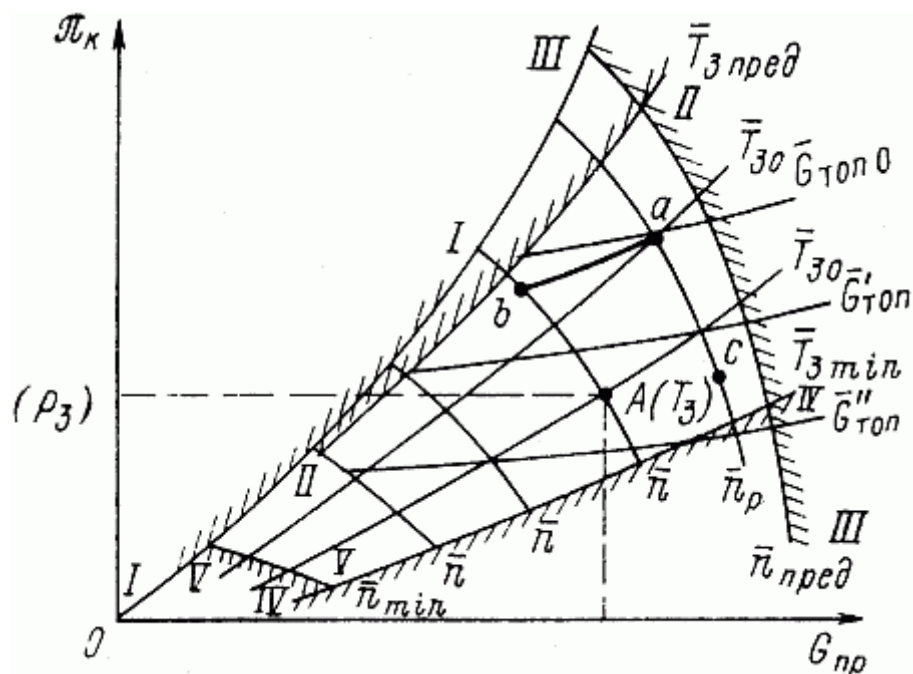


Рисунок 7. Режимная (а) и выходная (б) характеристика однокомпрессорной ГТУ со свободной силовой турбиной ($G_{топ0} > G_{топ1} > G_{топ2} > G_{топ3}$)

Коэффициент полезного действия компрессора меняется значительно больше. При режимах, близких к номинальной нагрузке, η_k может даже возрасти, однако в режимах малой мощности в области пониженной частоты вращения ротора компрессора наблюдается резкое падение КПД компрессора.

С изменением КПД турбины и особенно КПД компрессора связано изменение начальной температуры газа T_3 . В режимах, близких к номинальному, когда $\eta_{т.к}$ и η_k имеют высокие значения, баланс мощности в турбокомпрессорном блоке сопровождается уменьшением температуры T_3 . В зоне существенного падения η_k сначала наблюдается уменьшение темпа понижения T_3 , а затем могут возникнуть условия, при которых баланс мощности турбокомпрессорного блока может быть достигнут только за счет повышения T_3 (рисунок 4.7, а). Таким образом, в ГТУ со свободной турбиной опасность перегрева установки возникает в режимах не

только перегрузки, но и малой мощности при низкой частоте вращения ротора турбокомпрессорного блока.

Коэффициент полезного действия установки с уменьшением мощности падает. Однако по сравнению с одновальной установкой относительное понижение КПД здесь значительно меньше.

Важным моментом для рассматриваемой установки является выбор режима минимальной нагрузки. Такой режим выбирают на основании следующих условий:

- благоприятное тепловое состояние проточной части турбины, поскольку начальная температура газа в режимах малой нагрузки может возрастать;
- качество распыла топлива, так как с уменьшением нагрузки расход топлива падает, а вместе с ним уменьшается и перепад давления топлива на форсунку, который определяет качество распыла;
- обеспечение минимального запаса по помпажу компрессора, поскольку с падением нагрузки коэффициент устойчивости компрессора уменьшается.

Выходные характеристики ГТУ представляют собой обычные для турбин зависимости мощности и момента от частоты вращения ротора при постоянном расходе рабочего тела (рисунок 4.7, б). Каждая точка зависимостей $N = f(n)$ и $M = f(n)$ отвечает тому или иному режиму работы турбокомпрессорного блока, а характер этих зависимостей определяется изменением КПД силовой турбины. Для генераторной ГТУ частота вращения силовой турбины остается при всех нагрузках постоянной, поэтому КПД силовой турбины по мере уменьшения нагрузки падает.

Важной особенностью рассматриваемой ГТУ является неуклонный рост вращающего момента силовой турбины по мере уменьшения частоты вращения выходного вала. Эта внутренняя приспособляемость ГТУ к внешним условиям повышает надежность их эксплуатации.

3 Тепловой расчет схемы ГТУ

3.1 Задачи и основные положения расчета

Расчет тепловой схемы ГТУ — важный этап проектирования ГТУ любого назначения. Этот расчет уже на начальной стадии проектирования позволяет установить как показатели отдельных элементов установки, так и ГТУ в целом.

Путем теплового расчета определяют полезную мощность ГТУ и ее КПД, на основании чего оцениваются технико-экономические показатели, а затем и целесообразность создания такого ГТУ.

По найденным при тепловом расчете параметрам рабочего тела в различных сечениях газоздушного тракта и его массовому расходу проводят проектирование отдельных элементов ГТУ.

Расход рабочего тела в различных сечениях тракта следует находить с учетом возможных утечек воздуха или газа, отборов воздуха на охлаждение элементов турбины, а также добавок топлива. Поскольку обычно расчет ведут на 1 кг воздуха, проходящего через компрессор, то вводят относительные расходы, которые обозначают:

$$g_{\text{ут}} = G_{\text{ут}} / G_{\text{к}}(1)$$

$$g_{\text{охл}} = G_{\text{охл}} / G_{\text{к}}(2)$$

$$g_{\text{топ}} = G_{\text{топ}} / G_{\text{к}}(3)$$

Так как в современных ГТУ утечки воздуха невелики и часто не превышают 0,5 %, при расчете показателей ГТУ ими можно пренебречь.

Относительный расход топлива $g_{\text{топ}}$ определяют по условиям теплового баланса камеры сгорания и при простой тепловой схеме ГТУ

$$g_{\text{ут}} = 1 / (\alpha L_0)_k (4)$$

Отборы воздуха на охлаждение $g_{\text{охл}}$ меняются в широких пределах и зависят прежде всего от начальной температуры газа.

Гидравлическое сопротивление газовоздушного тракта приводит к потерям давления на различных участках, которые определяются коэффициентом потерь давления $\xi = \Delta P / P$. В таблице 1 приведены значения коэффициентов потерь давления для различных участков газовоздушного тракта. По коэффициентам ξ находят коэффициент общих потерь

$$\nu = (1 - \xi_{\text{вс}})(1 - \xi_{\text{к-т}}) / (1 + \xi_{\text{вых}}) (5)$$

Потери в турбомашинах, определяемые соответствующими КПД η_k и η_t , изменяются в широких пределах: η_t от 0,86–0,87 до 0,90–0,91 и η_k от 0,85–0,86 до 0,89–0,90. КПД компрессора удобно рассчитывать через политропный КПД компрессора $\eta_{\text{к.п}}$, который не зависит от π_k и для современных осевых компрессоров достигает 0,90–0,91. Для определения η_k с помощью $\eta_{\text{к.п}}$ можно воспользоваться формулой

$$\eta_k = \eta_{\text{к.ад}} = (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / \pi_k^{(k-1)/(k \cdot \eta_{\text{к.п}})} \quad (6)$$

КПД газовой турбины также удобно находить через политропный КПД $\eta_{\text{т.п}}$, который для современных осевых турбин составляет 0,86–0,87. Для определения η_t затем следует воспользоваться формулой

$$\eta_t = \eta_{\text{т.ад}} = (1 - \pi_t^{-[(k-1)/k] \cdot \eta_{\text{т.п}}}) / (1 - \pi_t^{-(k-1)/k}) \quad (7)$$

Таблица Коэффициенты потерь (в %) в газовоздушном тракте ГТУ

Участок газовоздушного тракта	ГТУ	
	стационарная	приводная
На всасывании компрессора $\xi_{\text{вс}}$	1–1,5	1,5–2
То же при наличии шумоглушения $\xi_{\text{вс}}$	1–2,5	1,5–3
Между компрессорами при наличии воздухо-охлаждителя $\xi_{\text{к.н-к.в}}$	1–2	1,5–2,5
Между компрессором и турбиной $\xi_{\text{к-т}}$	1,5–2,5	2–4,4
Между турбинами при наличии камеры сгорания $\xi_{\text{т.в-т.н}}$	1,5–2	1,5–2,5
На выпуске турбины $\xi_{\text{вых}}$	0,5–1	1,5–2
То же при наличии регенератора $\xi_{\text{вых}}$	2–3,5	2–3,5

Найденный КПД турбины отвечает полному использованию выходной кинетической энергии потока.

Механические потери в подшипниках, муфтах и передающих механизмах учитывается механическим КПД $\eta_{\text{мех}}$. Механические потери обычно невелики и не превышают 0,5–0,6 % мощности рассматриваемого агрегата.

3.2 Порядок расчета при использовании осредненных значений C_p

Тепловой расчет ГТУ предполагает последовательное приближение, поэтому целесообразно выполнять его в три этапа.

Первый приближенный этап позволяет оценить значения основных показателей установки и провести их сравнительный анализ для выбора параметров рабочего тела (T_3 и P_3 или π_k).

На втором, уточненном, этапе находят показатели установки для выбора параметров рабочего тела от его температуры. При этом состав рабочего тела определяют по стандартному углеводородному топливу, содержащему по массе 85 % углерода и 15 % водорода. Теплофизические характеристики продуктов сгорания этого топлива приведены в таблице П.1.

Третий этап расчета тепловой схемы ГТУ является окончательным, и в процессе его с требуемой точностью следует рассчитать основные показатели установки. Перед этим этапом расчета необходимо уточнить КПД турбомашин и гидравлические потери в газозоудшном тракте ГТУ. Данный расчет выполняют применительно к конкретному топливу, поэтому исключена, как правило, возможность использования готовых таблиц и диаграмм теплофизических свойств продуктов сгорания. Этот этап расчета должны предвартать конструкторские проработки ГТУ и расчеты турбомашин, если отсутствуют прототипы.

3.2.1 Первый этап расчета

На **первом этапе расчета** должны быть максимально использованы таблицы и диаграммы. Расчет ведется при постоянных удельных теплоемкостях воздуха и газа. При этом вводятся понятия

$$\overline{H_K} = \pi_K^{m_K} - 1$$

$$\text{и } \overline{H_T} = 1 - \pi_T^{m_T}, (8)(9)$$

которые названы безразмерной работой сжатия в компрессоре и расширения в турбине соответственно. На первом этапе расчетов можно принять значения коэффициентов адиабат рабочего тела в компрессоре и в турбине $k_b = 1,4$ и $k_T = 1,33$

$$m_K = (k_b - 1) / k_b; \quad m_T = (k_T - 1) / k_T$$

В ходе расчетов параметры T_3 и π_k варьируются.

3.2.1(1) Расчет компрессора

Расчет компрессора производят по уравнениям для идеального газа. Работу компрессора на 1 кг воздуха находят как

$$H_K = c_{PK} T_1 (\pi_K^{m_K} - 1) / \eta_K = c_{PK} T_1 \overline{H_K} / \eta_K, (10)$$

КПД компрессора η_K определяется по формуле (6) с помощью $\eta_{K,П}$ ($\eta_{K,П} = 0,90-0,91$).

Температура воздуха перед компрессором обычно принимается равной температуре наружного воздуха T_n . Давление воздуха перед компрессором

$$P_1 = P_n (1 - \xi_{bc}) (11)$$

и за компрессором

$$P_2 = P_1 \cdot \pi_K (12)$$

Температура воздуха за компрессором

$$T_2 = T_1 [1 + (\pi_K^{m_K} - 1) / \eta_K] = T_1 (1 + \overline{H_K}) / \eta_K \quad (13)$$

3.2.1(2) Расчет камеры сгорания

Расчет камеры сгорания производится на 1 кг сжигаемого топлива. Тогда коэффициент избытка воздуха и массу свободного воздуха находят по формулам

$$\alpha = [Q_P^H \eta_{K,C} + L_0 i_{3B} - (1 + L_0) i_{3\pi}] / [L_0 (i_3 - i_2)_B]$$

$$g_{C,B} = [Q_P^H \eta_{K,C} - L_0 i_{3B} + (1 + L_0) i_{3\pi}] / (i_3 - i_2)_B, \quad (14)(15)$$

где i_{3B} и i_{2B} — энтальпии воздуха при температуре T_3 и T_2 ;

$i_{3\pi}$ — энтальпия продуктов сгорания при T_3 и $\alpha = 1$.

Значения энтальпий находят по таблице П.1.1.

L_0 — теоретический расход воздуха, необходимый для сжигания 1 кг топлива, (кг воздуха / кг топлива)

$$L_0 = 0,115 C^p + 0,345 H^p + (S^p_{\text{л}} - O^p) 0,043 \quad (16)$$

где содержание элементов в рабочем составе топлива принимается в %.

Для расчета можно принять состав стандартного углеводородного топлива

$$C^p = 85 \%, \quad H^p = 15 \%$$

Относительный расход топлива

$$g_{\text{топ}} = 1 / (\alpha L_0) \quad (17)$$

3.2.1(3) Расчет турбины

Расчет турбины зависит от схемы установки.

Одновальные турбины

Степень понижения давления в турбине

$$\pi_T = \pi_{KV} \quad (18)$$

где коэффициент общих потерь находят по формуле

$$\nu = (1 - \xi_{\text{вс}}) (1 - \xi_{\text{к-т}}) / (1 + \xi_{\text{вых}})$$

Удельная работа турбины без учета расхода воздуха при воздушном охлаждении ее лопаточного аппарата:

$$N_T = (1 + g_{\text{топ}}) C_{\text{рт}} T_3 N_T \eta_T^- \quad (19)$$

где КПД газовой турбины определяется через политропный КПД $\eta_{\text{т.п}}$, по формуле (7) при $k = k_T$.

Давления газа за турбиной и перед ней определяются как

$$P_4 = P_H (1 - \xi_{\text{вых}}) \quad (20)$$

$$P_3 = \pi_T P_4 \quad (21)$$

Двухвальные турбины

В двухвальной установке обычно ТВД приводит во вращение компрессор, поэтому

$$N_K = N_{\text{т.к}} \eta_{\text{мех}} \quad (22)$$

Это условие позволяет определить степень понижения давления турбины компрессора, которую удобно найти через безразмерную работу $N_{\text{т.к}}^-$:

$$N_{\text{т.к}}^- = (C_{\text{рк}} T_1^- N_K) / [(1 + g_{\text{гор}}) C_{\text{рт}} T_3 \eta_{\text{т.к}} \eta_{\text{мех}}] \quad (23)$$

Тогда $\pi_{т.к}$ находят по $\overline{n_{т.к}}$ с помощью соотношения

$$\overline{n_{т.к}} = 1 - \pi_{т.к}^{-m_t} \quad (24)$$

Общую степень понижения давления

$$\pi_{т.общ} = \pi_{т.к} \pi_{т.с} \quad (25)$$

определяют через коэффициент потерь

$$\pi_{т.общ} = \pi_k v \quad (26)$$

где

$$v = (1 - \xi_{вс}) (1 - \xi_{к-т}) (1 - \xi_{т.к-т.с}) / (1 + \xi_{вых}) \quad (27)$$

Отсюда

$$\pi_{т.с} = \pi_{т.общ} / \pi_{т.к} \quad (28)$$

Температуру рабочего тела на входе в турбину высокого давления (турбину компрессора) принимают равной $T_{3в} = T_3$.

Удельная работа турбины компрессора определяется по уравнению, аналогичному (19):

$$\overline{n_{т.к}} = (1 + g_{мон}) C_{pT} T_3 \overline{n_{т.к}} \eta_{т.к} \quad (29)$$

где

$$\eta_{т.к} = \eta_t$$

Температура газов на входе в турбину низкого давления (силовую турбину) принимается равной $T_{3н} = T_{4всм}$, а температура газа на выходе из турбины высокого давления определяется по уравнению

$$T_{4е} = T_3 (1 - \overline{n_{т.к}} \eta_{т.к}) \quad (30)$$

Температура газа в конце процесса расширения в силовой турбине определяется как

$$T_{4н} = T_{3н} (1 - \overline{n_{т.к}} \eta_{т.к}) \quad (31)$$

где

$$\eta_{т.с} = \eta_t$$

$$T_{3н} = T_{4в}$$

$$\overline{n_{т.с}} = 1 - \pi_{т.с}^{-m_t} \quad (32)$$

Распределение давлений по турбинам:

$$P_4 = P_n \cdot (1 + \xi_{вых}) \quad (33)$$

$$P_{3н} = P_4 \cdot \pi_{т.с} \quad (34)$$

$$P_{4в} = P_{3н} \cdot (1 - \xi_{т.к-т.с}) \quad (35)$$

$$P_3 = P_{4в} \cdot \pi_{т.к} \quad (36)$$

3.2.1(4) Расчет показателей газотурбинной установки

При расчете показателей ГТУ полезная мощность предполагается заданной. Тогда расход воздуха через компрессор составит:

для одновальной установки:

$$G_k = N_b / [(1 + g_{топ}) C_{pT} T_3 \overline{n_t} \eta_t - C_{pK} T_1 \overline{n_k} / \eta_k] \quad (37)$$

для ГТУ со свободной турбиной

$$G_k = N_b / [(1 + g_{топ}) C_{pTC} T_{3н} \overline{n_{т.с}} \eta_{т.с} \eta_{мех}] \quad (38)$$

Затраты теплоты, топлива, введенного в камеру сгорания,

$$Q_{\text{топ}} = G_k [(1 + g_{\text{топ}}) i_3 - i_2] / \eta_{\text{кс}} (39)$$

КПД установки определяется как

$$\eta_e = N_B / Q_{\text{топ}} (40)$$

Найденные показатели ГТУ позволяют произвести выбор целесообразных значений степени повышения давления воздуха в компрессоре π_k и температуры рабочего тела на входе в турбину T_3 .

На основании полученных результатов строят графики изменения G_k и η_e (или $Q_{\text{топ}}$) от значений π_k при фиксированных T_3 (или от значений T_3 при фиксированных π_k).

3.2.2 Второй этап расчета

Второй этап расчета производят по уравнениям идеального газа для стандартного углеводородного топлива. Повышенную точность расчета здесь достигают за счет уточнения значений C_p процессов сжатия и расширения.

Расчет компрессора следует начинать с уточнения $C_{pк}$, которую можно найти как

$$C_{pк} = (i_2 - i_1) / (T_2 - T_1) (41)$$

При этом T_2 принимают по результатам ее расчета на первом этапе, а i_2 и i_1 — по таблице П.1.1. Затем уточняют значения k_v и $m_k = (k_v - 1) / k_v$. Для процесса сжатия $k_v = C_{pк} / (C_{pк} - R)$. По значению m_k уточняют значение η_k и температуру воздуха в конце сжатия T_2 , воспользовавшись формулой (13).

Работа процесса сжатия $N_k = i_2 - i_1$. Величину i_2 находят по уточненному значению T_2 по таблице П.1.1.

Расчет камеры сгорания производят для выбранных на первом этапе расчета величин π_k и T_3 . При этом для определения коэффициента избытка воздуха α и массы свободного воздуха $g_{с.в}$ принимается уточненное значение i_2 (T_2).

Расчет турбины также предполагает уточнение удельной теплоемкости $c_{рт}$. Для этого по температуре T_4 , найденной ранее, определяют с помощью таблицы П.1.1 значения i_4 и затем рассчитывают величину $c_{рт} = (i_3 - i_4) / (T_3 - T_4)$. Затем уточняют k_t , m_t и η_t , а по ним

$$T_4 = T_3 [1 - (1 - \pi_t^{m_t}) \eta_t] (42)$$

Удельная работа турбины:

$$h_t = (1 + g_{\text{топ}}) (i_3 - i_4) (43)$$

Распределение давления по турбинам ГТУ устанавливают по уравнениям первого этапа.

При наличии свободной силовой турбины в составе ГТУ расчет следует начинать с уточнения $c_{рт.к}$, $k_{т.к}$, $m_{т.к}$ компрессорной турбины по найденной на первом этапе температуре газа $T_{4в}$. Затем из условия $N_k = N_{т.к} \eta_{\text{мех}}$ рассчитывают $\pi_{т.к}$:

$$\pi_{т.к} = \{1 - (i_2 - i_1) / [(1 + g_{\text{топ}}) c_{pт.к} T_3 \eta_{т.к} \eta_{\text{мех}}]\}^{-1/m_{т.к}} (44)$$

после чего уточняют значение

$$T_{4е} = T_3 [1 - (1 - \pi_{т.к}^{m_{т.к}}) \eta_{т.к}] (45)$$

Расчет силовой турбины аналогичен расчету турбины одновальной ГТУ.

Расчет показателей ГТУ основан на результатах предыдущих расчетов. Полезная удельная работа одновальной ГТУ и ГТУ со свободной турбиной:

$$N_B = N_T - N_K \text{ и } N_B = N_{T.c}(46)$$

Расход воздуха, подаваемый компрессором:

$$G_K = N_B / [(N_T - N_K) \eta_{\text{мех}}] \text{ и } G_K = N_B / (N_{T.c} \eta_{\text{мех}})(47)$$

Второй этап расчета ГТУ характеризуется высокой точностью определения показателей установки, поэтому на основании его результатов проводят проектирование или детальное моделирование турбомашин. Проработка турбомашин позволяет уточнить значения их КПД, которые используют на третьем этапе расчетов. Кроме того, уточняют вид топлива, на котором должна работать конкретная установка. Если нет необходимости в уточнении КПД турбомашин и вида топлива, то данные второго этапа расчета считаются окончательными.

3.2.3 Третий этап расчета

На *третьем этапе расчета показатели компрессора* определяют так же, как на втором этапе, с использованием уточненного значения η_K .

Расчет камеры сгорания включает определение состава и характеристик продуктов сгорания.

При расчете обычно принимают, что составляющие рабочее тело ГТУ газы являются идеальными, подчиняющимися уравнению Клапейрона–Менделеева. В этом случае истинную удельную теплоемкость следует задать в виде температурного ряда

$$T_{4e} = T_3 [1 - (1 - \pi_{T.K}^{-m_{T.K}}) \eta_{T.K}] (48)$$

тогда средняя удельная теплоемкость газов

$$c_p = c_0 + \sum_i (c_j T^i), \quad (49)$$

где T_0 — температура начала отсчета; c — постоянные коэффициенты, значения которых приведены в таблице П. 1.2 [2].

Расчет c_{pm} , R и k проводят для различных температур и по результатам его строят графики, которые используют при расчете показателей ГТУ.

Расчет турбины производят по характеристикам рабочего тела. В связи с этим прежде всего находят среднюю удельную теплоемкость процесса расширения по формуле

$$c_{pm} = c_0 + [\sum_i (c_j \int_{T_0}^T T^i dT)] / (T - T_0), \quad (50)$$

где c_p' и c_p'' — средние удельные теплоемкости рабочего тела для температур T_3 и T_4 .

Порядок дальнейшего расчета очевиден.

Практическое занятие № 9 «Термодинамический расчет газотурбинной установки с регенерацией теплоты»

Цель работы: Получить навыки термодинамического расчета газотурбинной установки с регенерацией теплоты

Регенерация теплоты в ГТУ заключается в подогреве воздуха, поступающего из компрессора в камеру сгорания, отработавшими газами турбины.

Схема ГТУ с подводом теплоты при $P = \text{Const}$ и с регенерацией теплоты представлена на рис 3.8.

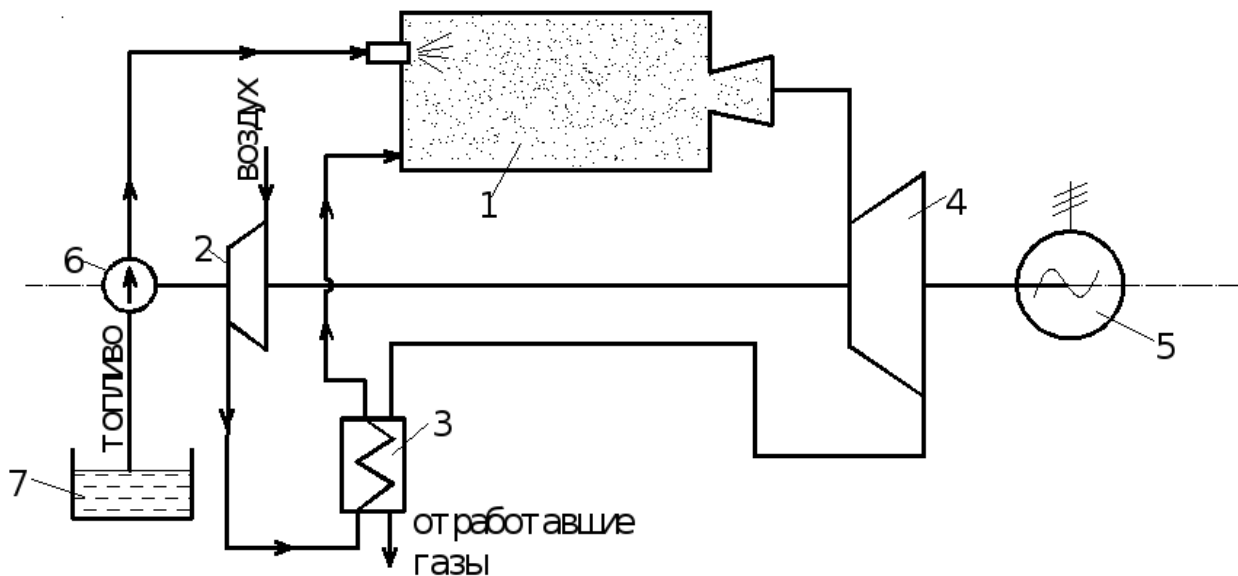


Рис. 1. Схема ГТУ с регенерацией теплоты:

1 – камера сгорания; 2 – осевой воздушный компрессор; 3 – регенератор (теплообменник); 4 – газовая турбина; 5 – электрогенератор (нагрузка); 6 – топливный насос; 7 – топливный бак.

Воздух из компрессора 2 поступает в регенератор 3, где посредством теплопередачи от отработавших в турбине 4 газов подогревается и поступает в камеру сгорания 1. Подогрев воздуха в регенераторе 3 уменьшает количество теплоты, которое необходимо подвести к нему в камере сгорания 1 для достижения заданной максимальной температуры цикла.

Уходящие из газовой турбины 4 продукты сгорания топливной смеси имеют достаточно высокую температуру, поэтому использование их теплоты в цикле ГТУ повышает термический КПД установки. Если для подогрева воздуха используется вся теплота отработавших газов, то такой цикл называется циклом с полной (предельной) регенерацией.

Степень регенерации – это отношение количества теплоты, переданной воздуху, к тому количеству теплоты, которое могло бы быть передано ему при охлаждении газов до температуры воздуха на выходе из компрессора.

Идеальный цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении и с регенерацией теплоты представлен на рис. 3.9.

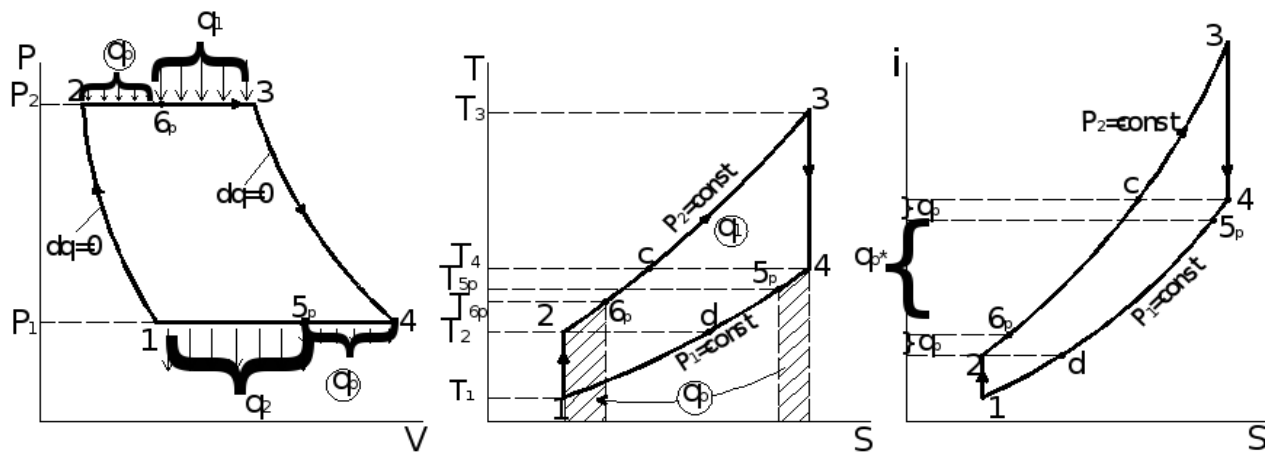


Рис. 2. Термодинамический идеальный цикл ГТУ с подводом теплоты при $P = \text{Const}$ и с регенерацией теплоты на P-V и T-S и i-S диаграммах.

Процессы цикла:

1–2 - адиабатное сжатие воздуха в компрессоре с повышением давления от P_1 до P_2 и температуры от T_1 до T_2 ;

2 – 6p - изобарный (при $P_2 = \text{Const}$) подогрев воздуха в регенераторе с подводом теплоты q_p и повышением температуры от T_2 до T_{6p} ;

6p – 3 - изобарное (при $P_2 = \text{Const}$) расширение рабочего тела в камере сгорания с подводом теплоты q_1 от сгорания топливной смеси с повышением температуры от T_{6p} до T_3 ;

3 – 4 - адиабатное расширение продуктов сгорания на лопатках газовой турbine и в сопловом аппарате до начального давления воздуха P_1 с понижением температуры от T_3 до T_4 ;

4 – 5p – изобарная (при $P_1 = \text{Const}$) отдача теплоты q_p в регенераторе от отработавших в турbine продуктов сгорания топливной смеси к сжатому в компрессоре воздуху;

5p – 1 - условный изобарный (при $P_1 = \text{Const}$) отвод теплоты q_2 при возвращении системы к начальному состоянию с параметрами P_1, T_1 и V_1 (В действительности – это два процесса: выброс из регенератора в атмосферу всех продуктов сгорания и всасывание в компрессор новой порции воздуха.)

Фактически регенерированная теплота

$$q_p = \bar{C}_p (T_{6p} - T_2) = \bar{C}_p (T_4 - T_{5p})$$

Предельно возможная (полная) регенерированная теплота

$$q_p^* = \bar{C}_p(T_c - T_2) = \bar{C}_p(T_4 - T_d) = \bar{C}_p(T_4 - T_2)$$

Тогда степень регенерации

$$\delta = \frac{q_p}{q_p^*} = \frac{T_{6p} - T_2}{T_c - T_2} = \frac{T_4 - T_{5p}}{T_4 - T_d} = \frac{T_{6p} - T_2}{T_4 - T_2} \quad (3.11.)$$

Если $T_{6p} = T_c = T_4$ или $T_{5p} = T_d = T_2$, то регенерация предельно возможная (полная) и $\delta = 1$. При этом сжатый воздух, поступающий из регенератора в камеру сгорания, нагревается в регенераторе до температуры газов на выходе из турбины, то есть $T_{6p} = T_4$.

На практике всегда $\delta < 1$

Подводимая на участке бр – 3 теплота

$$q_1 = \bar{C}_p(T_3 - T_{6p}) = \bar{C}_p(T_3 - T_2) - \bar{C}_p(T_{6p} - T_2),$$

Отводимая на участке 5р – 1 теплота

$$|q_2| = \bar{C}_p(T_{5p} - T_1) = \bar{C}_p(T_4 - T_1) - \bar{C}_p(T_4 - T_{5p})$$

По формуле (3.11.)

$$T_{6p} - T_2 = \delta(T_4 - T_2)$$

и

$$T_4 - T_{5p} = \delta(T_4 - T_d) = \delta(T_4 - T_2)$$

Тогда

$$q_1 = \bar{C}_p(T_3 - T_2) - \bar{C}_p * \delta(T_4 - T_2)$$

$$|q_2| = \bar{C}_p(T_4 - T_1) - \bar{C}_p * \delta(T_4 - T_2)$$

Термический КПД цикла

$$\eta_{tp}^{pez} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{(T_4 - T_1) - \delta(T_4 - T_2)}{(T_3 - T_2) - \delta(T_4 - T_2)}$$

Ранее в п.3.1. было получено при $\lambda = \frac{P_2}{P_1}$ и $\rho = \frac{V_3}{V_2}$

$$T_2 = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}};$$

$$T_3 = T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} * \rho;$$

$$T_4 = T_1 * \rho$$

Тогда

$$\eta_{tp}^{pez} = 1 - \frac{(T_1 * \rho - T_1) - \delta \left(T_1 * \rho - T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right)}{\left(T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} * \rho - T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right) - \delta \left(T_1 * \rho - T_1 * \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

Окончательно

$$\eta_{tp}^{pez} = 1 - \frac{(\rho - 1) - \delta \left(\rho - \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right)}{\lambda^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1) - \delta \left(\rho - \lambda^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (3.12.)$$

При $\delta = 0$ формула (3.12.) приводится к виду (3.1.):

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}};$$

А при $\delta = 1$

$$\eta_{tp}^* = 1 - \frac{1}{\rho} = 1 - \frac{T_2}{T_3}$$

или

$$\eta_{tp}^* = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (3.13.)$$

Работа цикла с регенерацией

$$A_{yp}^{pez} = q_1 * \eta_{tp}^{pez};$$

Подстановка в это уравнение значений q_1 и η_{tp}^{pez} дает формулу (3.5.), то есть

$$A_{yp}^{pez} = A_{yp}$$

Следовательно, применение регенератора не влияет на величину работы термодинамического цикла A_{yp} (В действительном цикле из-за влияния гидравлических сопротивлений в регенераторе удельная работа цикла получается меньше).

Регенерация теплоты приводит к увеличению веса и габаритов ГТУ из-за наличия регенератора (теплообменника), поэтому такие ГТУ являются в основном стационарными и реже транспортными.

Практическое занятие № 10 «Термодинамический расчет простой ГТУ»

Цель работы: Получить навыки термодинамического расчета простой ГТУ

Газотурбинные установки (ГТУ) отличаются от поршневых ДВС тем, что в них полезная работа производится за счёт кинетической энергии движущегося газа. Поток газа (продуктов сгорания смеси топлива с воздухом) создаётся за счёт истечения из сопел (направляющих лопаток) турбины. Протекая затем по криволинейным каналам, образованным насаженными на ротор лопатками, газ приводит во вращение ротор турбины, а через него ротор электрогенератора, лопасти винта и другие устройства.

Преимущества ГТУ перед поршневыми ДВС:

- меньший вес и меньшие габариты при той же мощности;
- отсутствие кривошипно–шатунного механизма и связанную с этим равномерность хода;
- возможность утилизации тепла уходящих газов.

Газотурбинные установки находят широкое применение в авиации, на локомотивах и судах, а также на газоперекачивающих станциях. Первая газовая турбина была разработана инженером–механиком русского флота П.Д. Кузьминским в 1897 году. Широкое распространение газотурбинных установок стало возможным после решения двух основных проблем: создания газового компрессора с высоким КПД и получения новых жаропрочных сплавов, способных длительно работать при температурах 700...800°C и выше.

Принципиальная схема простейшей газотурбинной установки с подводом тепла при постоянном давлении (ГТУ $p=\text{const}$) представлена на рис. II.1.

При термодинамическом анализе цикла ГТУ делаются следующие **упрощающие допущения**, справедливость которых может быть обоснована только достаточной степенью сходимости теоретических предсказаний с характеристиками реальных двигателей:

- 1) рабочее тело обладает свойствами воздуха с постоянными теплофизическими свойствами. Это допущение оправдано тем, что отношение массового расхода топлива к массовому расходу воздуха составляет 2...5%;
- 2) сжатие рабочего тела (воздуха) в компрессоре и его расширение в турбине осуществляются адиабатически. Это объясняется тем, что скорости течения рабочего тела в компрессоре и в турбине велики (сравнимы со скоростью звука) и за время прохождения воздуха через проточные части компрессора и турбины теплообмен с их внутренними поверхностями пренебрежимо мал по сравнению с работой сжатия или расширения;
- 3) процесс сгорания топлива в камере сгорания считается изобарным;
- 4) турбины обычно рассчитываются так, чтобы в номинальном режиме продукты сгорания выходили в атмосферу (точка 4 на рис. II.1) с давлением, близким к атмосферному. Это позволяет считать процесс отвода тепла к нижнему источнику (атмосфере) изобарным.

В циклах ДВС рабочее тело выбрасывается из цилиндра с температурой T_4 и давлением P_4 , которые превышают соответствующие параметры окружающей среды p_0, T_0 , практически совпадающие с P_1, T_1 . Поэтому циклам ДВС присущи потери эксергии из-за «недорасширения» газов до параметров окружающей среды. Их удается значительно сократить в циклах газотурбинных установок.

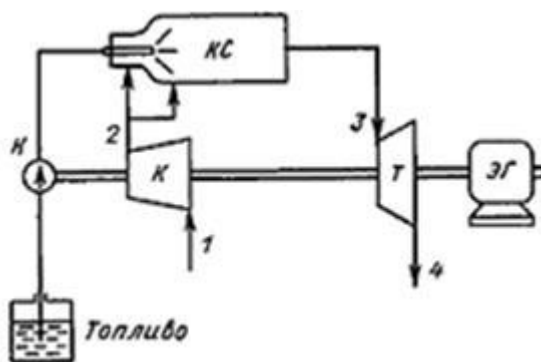


Рисунок 1 - Схема газотурбинной установки

Воздушный компрессор K сжимает атмосферный воздух, повышая его давление от p_1 до p_2 и непрерывно подает его в камеру сгорания $КС$. Туда же специальным нагнетателем H непрерывно подается необходимое количество жидкого или газообразного топлива. Образующиеся в камере продукты сгорания выходят из нее с температурой T_3 и практически с тем же давлением (если не учитывать

сопротивления), что и на выходе из компрессора ($p_3 = p_2$) - следовательно, горение топлива (т. е. подвод теплоты) происходит при постоянном давлении.

В газовой турбине T продукты сгорания адиабатно расширяются, в результате чего их температура снижается до T_4 , а давление уменьшается до атмосферного. Весь перепад давлений $p_3 - p_1$ используется для получения технической работы в турбине l_{tex} .

Большая часть этой работы l_k расходуется на привод компрессора; разность $l_{tex} - l_k$ является полезной и используется, например, на производство электроэнергии в электрическом генераторе $ЭГ$ или на другие цели (при использовании жидкого топлива расход энергии на привод топливного насоса невелик, и в первом приближении его можно не учитывать).

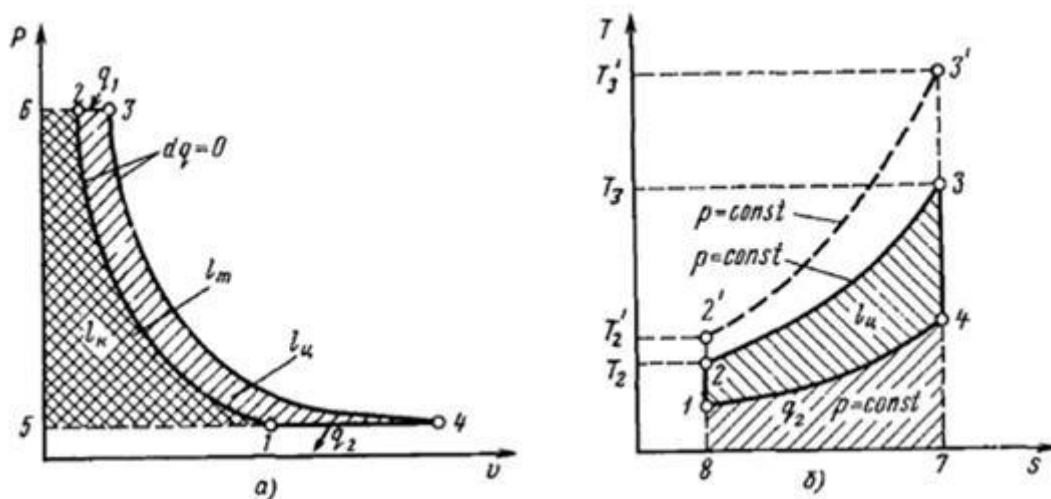


Рисунок 2 - Цикл газотурбинной установки:

a — в p, v -координатах;

б — в T,s -координатах

Заменяв сгорание топлива изобарным подводом теплоты (линия 2-3 на рисунке), а охлаждение выброшенных в атмосферу продуктов сгорания — изобарным отводом теплоты (линия 4-1), получим цикл газотурбинной установки 1-2-3-4.

Полезная работа $l_{ц}$ изображается площадью, заключенной внутри контура цикла (площадь 1-2-3-4). На рис. 6.5, а видно, что полезная работа равна разности между технической работой, полученной в турбине (площадь 6-3-4-5), и технической работой, затраченной на привод компрессора (площадь 6-2-1-5). Площадь цикла 1-2-3-4 в T,s -диаграмме эквивалента этой же полезной работе (рис. б). Теплота, превращенная в работу, получается как разность между количествами подведенной Q_1 (площадь 8-2-3-7) и отведенной Q_2 (площадь 1-4-7-8) теплоты. Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4/T_1 - 1)T_1}{(T_3/T_2 - 1)T_2}.$$

При этом теплоемкость c_p принята для простоты постоянной. Одной из основных характеристик цикла газотурбинной установки является степень повышения давления в компрессоре π , равная отношению давления воздуха после компрессора p_2 к давлению перед p_1 ним. Тогда коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ

$$\eta_t = 1 - 1/\pi^{(k-1)/k}.$$

Коэффициент полезного действия идеального цикла непрерывно возрастает с увеличением π . Это связано с увеличением температуры в конце процесса сжатия T_2 и соответственно температуры газов перед турбиной T_3 . На рис. б отчетливо видно, что цикл 1-2'-3'-4, в котором π больше, экономичнее цикла 1-2-3-4, ибо по линии 2'-3' подводится больше теплоты Q_1 , чем по линии 2-3, при том же количестве отведенной в процессе 4-1 теплоты Q_2 . При этом T_2' и T_3' больше, чем соответственно T_2 и T_3 .

Дело в том, что с увеличением T_3 возрастает эксергия рабочего тела перед турбиной, т. е. уменьшаются потери эксергии при сгорании, поскольку эксергия исходного топлива постоянна (равна теплоте его сгорания). Это и увеличивает КПД цикла.

Максимальная температура газов перед турбиной ограничивается жаропрочностью металла, из которого делают ее элементы. Применение охлаждаемых лопаток из специальных материалов позволило повысить ее до 1400—1500°C в авиации (особенно на самолетах-перехватчиках, где ресурс двигателя мал) и до 1050—1090°C в стационарных турбинах, предназначенных для длительной работы. Непрерывно

разрабатываются более надежные схемы охлаждения, обеспечивающие дальнейшее повышение температуры. Поскольку она все же ниже предельно достижимой при горении, приходится сознательно идти на снижение температуры горения топлива (за счет подачи излишнего количества воздуха). Это увеличивает эксергетические потери от сгорания в ГТУ иногда до 40 %.

Газы выбрасывают из турбины с температурой $T_4 > T_1 \approx T_0$. Следовательно, эксергия рабочего тела, которой мы располагаем перед турбиной, используется также не полностью: потери эксергии с уходящими газами могут достигать до 10 %. Поэтому КПД ГТУ оказывается пока еще ниже, чем ДВС.

Практическое занятие № 11 *«Прогнозирование технического состояния газоперекачивающего аппарата в эксплуатационных условиях»*

Цель работы: Получить навыки прогнозирования технического состояния газоперекачивающего аппарата в эксплуатационных условиях.

В связи с непрерывным ростом стоимости энергоресурсов в стране, увеличением себестоимости транспорта газа, невозобновляемостью его природных ресурсов, важнейшими направлениями работ в области трубопроводного транспорта газов следует считать разработки, направленные на снижение и экономию энергозатрат [1].

Периодичность проведения плановых обслуживающих мероприятий на ГПА определяется соответствующими нормативами, выработанными на основе испытаний оборудования на надежность. Примерами таких документов могут служить «РТМ 108.022.105-77. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. Регламент технического обслуживания», «Временное положение системы планово-предупредительного ремонта ГТУ с ЦБ нагнетателем», «Правила технической эксплуатации компрессорных цехов с газотурбинным приводом» и «Нормы времени на текущий, средний и капитальный ремонт газотурбинных установок типа ГТ-700-5, ГТК-5, ГТ-750-6, ГТК-10». Периодические виды технического обслуживания включают в себя значительный объем работ. Этот вид обслуживания традиционно определяется регламентом через определённое количество часов наработки агрегата [2].

Однако нормативы на межремонтные периоды устанавливались для оборудования, не выработавшего максимальный установленный рабочий ресурс, что при современном состоянии технического парка предприятий газового комплекса во многих случаях не выполняется.

Для преодоления данного недостатка предлагается использовать метод планирования обслуживающих мероприятий по состоянию. Метод обслуживания по состоянию определяет пригодность агрегатов к эксплуатации с помощью их осмотра, измерения их параметров и т. д., но без разборки.

Исследования в области прогнозирования технического состояния ГПА сводились в основном к решению отдельных частных задач по разработке упрощенных методов контроля и испытаний применительно к отдельным типам ГПА[3].

Для устранения отмеченных недостатков представляется целесообразным разработать автоматизированную систему оценки технического состояния газоперекачивающих

агрегатов, включающую подсистему прогнозирования технического состояния ГПА на основе анализа параметрической информации.

Целью указанной работы является экспериментальная оценка эффективности функционирования разработанного программного комплекса. Для оценки эффективности функционирования необходимо провести оценку точности прогнозирования КТС ГПА, а также оценку уровня экономии топливного газа, при использовании разработанной модели прогнозирования и применении созданного на ее основе программного комплекса.

Функционирование газоперекачивающего агрегата с газотурбинным приводом предполагает возможное изменение динамики снижения уровня КТС по мощности, что делает необходимым предусмотреть возможность коррекции разрабатываемой модели.

В качестве основы модели прогнозирования была выбрана двунаправленная ассоциативная ней-росетевая структура [4], модифицированная добавлением клеточного слоя [5], для повышения ассоциативной емкости.

В итоговом варианте ассоциативная структура выглядит следующим образом: входной вектор $A = (a_1 \dots a_k)$ предварительно поступает в соответствующие нейроны клеточного слоя в котором согласно установленным правилам №Ж.(А) проводится изменение состояния исходного вектора и затем данный вектор обрабатывается матрицей весов W сети, в результате чего вырабатывается вектор выходных сигналов нейронов $B = (b_1 \dots b_k)$.

Вектор B затем обрабатывается матрицей весов $W_{1.5} = {}^{1.5}_{1..1.5,k}$, в результате чего вырабатывается вектор выходных сигналов нейронов $B_{1.5}$.

Далее вектор $B_{1.5} = (b_{1.5,1} \dots b_{1.5,k})$ обрабатывается транспонированной матрицей W_t весов сети, которая вырабатывает новые выходные сигналы, представляющие собой новый входной вектор $A_{1.5} = (a_{1.5,1} \dots a_{1.5,k})$.

В векторной форме: $b = F(XNet(a_i)w_i)$

. $b_{i.5,i} = G(X b W_w)$.

а

1.5.

$i = F(X V_j w)$

Методика идентификации модели предусматривает поэтапную настройку параметров модели и коррекцию указанных параметров на различных временных периодах.:

1)Формирование набора обучающих выборок на основании наблюдаемых параметрических значений:

где $p = X, X, X_3, \dots$, KTC_i — наблюдаемое значение КТС для вектора p .

X_1 — группа четких параметрических значений, формируемая на первом этапе разработанной нами методики. Базовый набор параметрических значений включает:

P_{a0} — барометрическое давление; P_k —давление за осевым компрессором (ОК); t_3 — температура перед ОК; $t_{ТНД}$ — температура за ТНД; $МТВД$ — обороты ТВД; dT_g — расход топливного газа (в час); q_p — теплота сгорания.

2) Обучение разработанной нейронной сети

2.1) Установка значения точности E

2.2) Обучение клеточного слоя нейронной сети с использованием разработанного нами алгоритма и применением полученного набора N для формирования весов клеточного слоя

N_K — правило изменения состояния исходного вектора;

W_i — элемент матрицы весов W сети; F — функция активации;

A — вектор выходных сигналов слоя; Y^* — ожидаемое значение КТС

Y_f — фактическое полученное значение КТС.

3) Корректировка

3.1) Установка значения точности E_2

3.2) Корректировка весов не клеточных слоев сети (слои с номерами 1, 1,5 и 2) т.о. чтобы:

4) В процессе функционирования разработанного программного комплекса "TD GPA" на основе наблюдаемых параметрических показателей и установленных настроек проводится формирование текущего входного вектора π и добавление данного вектора в массив N .

5) По завершении установленного числа циклов проводится переобучение не клеточных слоев сети с использованием текущей версии массива N . На данном этапе проводится коррекция модели изменения КТС ГПА, с учетом изменений, накопленных на предыдущем временном отрезке.

Был разработан программный комплекс «TD GPA», позволяющий проводить на программном уровне сбор параметрических данных по работе отдельных ГПА, а также общие для всех агрегатов

показатели. Также данный комплекс реализовывал функции мониторинга и прогнозирование технического состояния для управления процессом осевого компрессора.

Данная система была успешно внедрена в «ООО «Газпром трансгаз Екатеринбург» филиал Оренбургское ЛПУМГ» (г. Оренбург)

Методика сбора данных предполагает посменное формирование структурированных на базе определенных моделей электронных документов и хранение параметрической информации о функционировании ГПА в таких документах в табличной форме.

На основании используемого набора данных, с учетом периода гарантированной работы ГПА строится модель изменения технического состояния ГПА и проводится .

При достижении указанного в настройках порогового значения КТС или при возникновении иных предусмотренных в настройках событий система генерирует управляющее воздействие, поступающее к оператору АРМ.

Исходя из фактических данных о проводимых комплексах очистных мероприятий для отдельных ГПА, а также исходя из предположения о сохранении динамики изменения КТС, рассчитывается период переработки ГПА, представляющий собой вектор значений:

где i — число элементов массива D — число фактических замеров параметров работы ГПА после достижения порогового значения КТС;

k — номер фактического замера параметров ра-

боты ГПА, на котором достигается пороговый уровень КТС;

n — общее число замеров;

КТС. — значение коэффициента технического состояния на n -м шаге наблюдения;

V' — объем расхода топливного газа на n -м шаге наблюдения.

Таким образом, на основании построенного массива D для отдельных процессов наблюдения рассчитаны показатели перерасхода топливного газа и, соответственно, предполагаемые объемы экономии при внедрении указанного программного средства.

ЛР-

Где $\Delta V_{\text{ЭК}}$ — объем экономии топливного газа; V_k — объем расхода топливного газа ГПА на момент достижения порогового значения.

Работа представленного комплекса основана на динамическом подходе к прогнозированию КТС. Для разработанной нейросетевой модели в зависимости от промежутка прогнозирования выделяется некоторое «окно обучения», на основании данных из которого, происходит обучение и коррекция модели (рисунок 2).

В дальнейшем, после прохождения промежутка прогнозирования, система проводит сдвиг окна обучения и коррекцию модели.

Рассмотрим основные полученные результаты моделирования для различных периодов.

Поскольку на процесс изменения КТС оказывают существенное влияние колебание внешних параметрических показателей (таких как, например, температура воздуха и барометрическое давление), при проведении оценки предлагалось разделить рассматриваемый годовой период функционирования ГПА на 3 периода: зимний сезон, летний сезон и межсезонный период.

Рассмотрим динамику изменения уровня КТС для зимнего периода для различных ГПА (рисунок 3).

Данный период характеризуется относительной стабильностью внешних условий и пониженной запыленностью воздуха.

Внутрисуточные колебания температуры воздуха проходят стабильно ниже нулевой отметки отличаются относительной равномерностью, что сглаживает равномерное снижение КТС.

Дополнительно в данном сезоне необходимо рассмотреть внутрисуточную динамику КТС (заме-

ры проводятся 1 раз в 2 часа)

Как видно из представленных графиков, можно наблюдать некоторое повышение КТС при общей тенденции к стабильному снижению.

Такая ситуация обуславливается внутренним распорядком работы КС в общем и проводимыми процедурами открытия и закрытия заслонки в середине суточного периода в частности.

Описанная ситуация учитываются нашей нейронной сетью в процессе обучения и функционирования, при правильном подборе обучающей выборки за указанный период.

В данном исследовании был рассмотрен процесс функционирования различных ГПА в течении 2009-2013 годов в зимний период (на 24 часовом окне прогнозирования) и указанные данные были использованы для оценки точности прогнозирования а также оценки экономии топливного газа по сравнению с проводимыми планово очистными мероприятиями.

Межсезонный период характеризуется существенными нерегулярными возможными скачками параметрических данных

Также следует отметить, что в силу указанных обстоятельств, данный период наиболее сложен для прогнозирования КТС и точность прогнозирования в указанное время достигает минимальных, по сравнению с другими периодами, значений, не переходя, однако установленных значений точности.

Как видно из рисунка 5 в ряде случаев возможны существенные колебания КТС ГПА, однако при любых внешних условиях, со временем наступает стабилизация тенденции к снижению уровня КТС, не смотря на существенные колебания значений относительно указанной тенденции.

В силу неравномерного изменения КТС, а также возможного скачкообразного понижения данного показателя, актуальность проведения обслуживающих мероприятий с использованием разработанного аппарата прогнозирования и планирования по состоянию в данный период особенно актуальна.

Летний период работы ГПА стабильными внешними условиями и определенными суточными колебаниями ряда параметрических показателей, что способствует повышению точности прогнозирования.

Однако повышенная запыленность воздуха в указанный период не позволяет рассматривать данный период с точки зрения прогнозирования КТС как частный случай зимнего периода.

Если рассмотреть работу ГПА в данный период за достаточно долгий срок, то можно увидеть, что тенденция к снижению КТС более стабильна, чем наблюдаемые в межсезонный период, однако, скорость загрязнения лопаток осевого компрессора повышена, по сравнению со всеми остальными периодами.

Дополнительно следует отметить факт неравномерной фильтрации поступающего на ГПА воздуха в данный период, что является следствием постепенного засорения воздушных фильтров ГПА, а также неравномерной замены данных фильтров.

В данный период достигается достаточно высокая точность прогнозирования КТС при работе в штатном режиме и при этом, вследствие высокой

скорости снижения данного коэффициента, с использованием разработанного аппарата прогнозирования, достигается существенная экономия топливного газа.

В таблице 1 в хронологическом порядке приведены значения точности прогнозирования КТС ГПА и объемы экономии топливного газа при условии проведения очистных мероприятий на основе данных, представленных системой.

Таблица 1

Оценка точности прогнозирования и экономии топливного газа

Межсезонный период работы Сезонный период работы (зимний и летний периоды)

Достигнутая точность (24 ч.) Экономия топливного газа (м3) Достигнутая точность (24 ч.)
Экономия топливного газа (м3)

0,91 3750 0,96 1673

0,94 1657 0,97 1890

0,94 2534 0,97 2130

0,89 672 0,94 2670

0,88 3575 0,9 2790

Для показателя порогового значения коэффициента технического состояния были получены следующие результаты:

- Для зимнего периода функционирования ГПА показатель точности прогнозирования достигает 91% а экономия топливного газа составляет 7%;
- Для межсезонного периода показатель точности прогнозирования достигает 89% а экономия топливного газа составляет 11%;
- Для летнего периода показатель точности прогнозирования достигает 88% а экономия топливного газа составляет в ряде случаев 13%.

Исходя из представленных результатов можно сделать вывод достижения точности прогнозирования технического состояния ГПА в рамках заданной 12% погрешности прогнозирования и, следовательно, об адекватности разработанной математической модели.

Практическое занятие № 12 «Тепловой расчет теплообменных аппаратов»

Цель работы: Получить навыки теплового расчета теплообменных аппаратов.

Тепловой расчет теплообменных аппаратов может быть конструкторским, целью которого является определение площади поверхности теплообмена, и проверочным, в результате которого устанавливаются конечные температуры теплоносителей. В обоих случаях основными расчетными уравнениями являются уравнения теплового баланса и теплопередачи.

Уравнения теплового баланса имеют следующий вид:

а) для теплообменников без изменения агрегатного состояния теплоносителей

$$\Phi = c_{P1} m_{t1} (t_1' - t_1'') \eta = c_{P2} m_{t2} (t_2'' - t_2') , (10.1)$$

где Φ – тепловая мощность теплообменного аппарата; c_{P1} , c_{P2} – удельные изобарные теплоемкости теплоносителей; m_{t1} , m_{t2} – массовые расходы теплоносителей; t_1' , t_2' – температуры теплоносителей на входе в теплообменный аппарат; t_1'' , t_2'' – температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата; η – коэффициент, учитывающий

теплопотери теплообменного аппарата в окружающую среду (принимается в пределах 0,95–0,98).;

б) для теплообменников с изменением агрегатного состояния горячего теплоносителя (водяного пара)

$$\Phi = m_{t1}(h_{\Pi} - h_{\kappa})\eta = c_{p2}m_{t2}(t_2'' - t_2'), (10.2)$$

где h_{Π} , h_{κ} – удельные энтальпии теплоносителя на входе и на выходе из теплообменного аппарата.

В уравнениях (10.1) и (10.2) индекс «1» использован для обозначения греющего теплоносителя, а индекс «2» - для обозначения холодного (нагреваемого) теплоносителя. Во многих случаях пренебрегают теплопотерями в окружающую среду и принимают $\eta = 1$.

Уравнение теплопередачи

$$\Phi = kA\Delta t_{CP}, (10.3)$$

где k – коэффициент теплопередачи; Δt_{CP} – средний температурный напор; A – площадь поверхности теплообмена.

Средний температурный напор

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, (10.4)$$

где Δt_B , Δt_M – большая и меньшая разности температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменного аппарата.

При $\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M} < 1,7$ допускается расчет по формуле

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_B + \Delta t_M}{2}. (10.4a)$$

При расчете среднего температурного напора рекомендуется построить температурные графики теплоносителей.

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + R_3' + R_3'' + \frac{1}{\alpha_2}}, (10.5)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенкам трубок и от стенок к нагреваемой среде; δ – толщина стенки трубок; λ – коэффициент теплопроводности материала трубок; R'_3, R''_3 – термические сопротивления загрязняющего слоя с обеих сторон стенки (табл. 10.1).

Таблица 10.1. Термические сопротивления загрязнений

Теплоносители и загрязнения	R_3 , м ² .К/Вт
Вода речная	2,5.10 ⁻⁴
Вода загрязненная	6.10 ⁻⁴
Органические жидкости, рассолы	1,7.10 ⁻⁴
Накипь при толщине слоя 0,5 мм	3,3.10 ⁻⁴
Ржавчина при толщине слоя 0,5 мм	5.10 ⁻⁴

В водоподогревателях систем теплоснабжения допускается расчет по упрощенной формуле

$$k = \mu \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (10.6)$$

где μ – коэффициент, учитывающий загрязнение трубок – допустимо принять в пределах от 0,75 до 0,85.

Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м².К) от водяного пара к стенкам трубок в горизонтальных водоподогревателях определяют по уравнению

$$\alpha_1 = \frac{4950 + 58,5t_K - 0,18t_K^2}{\sqrt[4]{(t_s - t_{CT})md_H}}, \quad (10.7)$$

где t_K – средняя температура слоя конденсата на поверхности, 0С; t_s – температура насыщения пара, 0С; t_{CT} – средняя температура стенок трубок подогревателя, 0С; m – приведенное число трубок в вертикальном ряду (определяется по техническим данным подогревателя или как $m = \sqrt{n}$, где n – число трубок в подогревателе); d_H – наружный диаметр трубок, м.

При расчете средних температур используются следующие зависимости:

$$t_{CT} = \frac{t_s + t_2}{2}, \quad (10.8)$$

где t_2 – средняя температура нагреваемой среды, равная среднеарифметическому из ее температур на входе и выходе из теплообменного аппарата;

$$t_K = \frac{t_s + t_{CT}}{2} \quad (10.8a)$$

Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м².К) между водой и поверхностью трубок водоподогревателя

$$\alpha = (1630 + 21t - 0,041t^2) \frac{\vartheta^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad (10.9)$$

где t – средняя температура воды (греющей или подогреваемой), равная среднеарифметическому температур на входе и выходе из теплообменного аппарата; ϑ – скорость воды в трубках или в межтрубном пространстве, м/с; d – внутренний диаметр трубок или эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м.

В водоводяных трубчатых подогревателях греющую воду обычно пропускают по межтрубному пространству, а нагреваемую – в трубках подогревателя.

Расчет трубчатых водоподогревателей систем теплоснабжения и горячего водоснабжения производится в следующей последовательности.

Определяют расходы греющей и нагреваемой воды в водоводяных подогревателях или водяного пара и нагреваемой воды в пароводяных подогревателях. При расчете используют зависимости (10.1) и (10.2).

Рассчитывают требуемую площадь живого сечения трубок, внутри которых движется нагреваемая вода

$$f_{TP} = \frac{m_{t2}}{\rho_B \vartheta_{TP}}, \quad (10.10)$$

где m_{t2} – расход нагреваемой воды, кг/с; ρ_B – плотность воды – принимается равной 1 000 кг/м³; ϑ_{TP} – скорость воды в трубках – принимается в пределах (0,5 – 2,5) м/с.

По требуемой площади живого сечения трубок выбирают типоразмер (номер) пароводяного или водоводяного подогревателя и выписывают его технические данные (приложение Л).

Производят расчет действительной скорости воды в трубках по уравнению (10.10) с использованием действительной площади живого сечения трубок для принятого типоразмера водоподогревателя.

Определяют скорость греющей воды в межтрубном пространстве

$$\vartheta_M = \frac{m_{t1}}{\rho_B f_M}, \quad (10.11)$$

где f_m – площадь живого сечения межтрубного пространства для принятого типоразмера подогревателя.

Скорость воды в межтрубном пространстве должна быть в пределах (0,5 – 2,5) м/с.

При превышении вышеуказанных значений скорости необходимо принять другой типоразмер подогревателя или использовать параллельную схему их включения. В этом случае повторяется расчет скоростей теплоносителей в трубках и в межтрубном пространстве.

Рассчитываются коэффициенты теплоотдачи по уравнениям (10.7) и (10.9) и коэффициент теплопередачи по формуле (10.5) или (10.6) с учетом загрязнений поверхности трубок.

Средний температурный напор определяют по уравнению (10.4) с учетом противоточной схемы движения теплоносителей. Температура водяного пара принимается равной температуре насыщения при заданном давлении пара.

Определяют требуемую площадь поверхности теплообмена по формуле (10.3) и сравнивают ее с площадью поверхности теплообмена принятого типоразмера подогревателя.

Расчет заканчивается определением числа секций водоводяного подогревателя, которое не должно превышать 10. При выборе числа и типоразмера подогревателя необходимо обеспечить запас по поверхности теплообмена не более 20%.

Задачи

10.1. В воздухоподогревателе подогревается воздух от 20 °С до 210 °С, а дымовые газы охлаждаются от 410 до 250 °С. Определить средний температурный напор при прямоточной и противоточной схемах присоединения воздухоподогревателя. Построить температурные графики теплоносителей.

10.2. В маслоохладитель поступает трансформаторное масло с температурой 70 °С и охлаждается до температуры 30 °С. Массовые расходы масла и охлаждающей воды составляют соответственно 10 т/ч и 17,6 т/ч. Температура охлаждающей воды на входе в маслоохладитель равна 20 °С. Определить средний температурный напор.

10.3. Температура дымовых газов на входе в водяной экономайзер равна 360 °С, а за водяным экономайзером – 190 °С. В экономайзере нагревается вода от 104 °С до 145 °С. Определить средний температурный напор при прямотоке и противотоке.

10.4. Определить площадь поверхности теплообмена водяного экономайзера. Расход дымовых газов – 220 т/ч, удельная изобарная теплоемкость дымовых газов – 1,045 кДж/(кг.К), температура их на входе в экономайзер составляет 420 °С. Расход нагреваемой воды – 120 т/ч, температура воды на входе в экономайзер равна 105 °С, на выходе из экономайзера составляет 200 °С. Коэффициент теплопередачи равняется 70 Вт/(м².К).

Практическое занятие № 13 «Изучение конструкции машин для производства земляных работ»

Цель работы: Изучить конструкции машин для производства земляных работ.

Земляные работы, выполняемые в процессе строительства, заключаются в разработке различных выемок – котлованов и траншей; в образовании насыпей – плотин, дорожного полотна, подсыпок территории, отвалов, в планировке площадей, при которых небольшие выемки чередуются с подсыпками; в обратной засыпке землёй траншей, фундаментных котлованов; в обваловке трубопроводов, в отделочных работах путём разравнивания и уплотнения насыпей. Кроме того, перед началом земляных работ часто приходится проводить подготовительные работы – очищать территорию от лесонасаждений и разрыхлять очень плотные или мёрзлые грунты.

Земляные работы являются одними из самых массовых и трудоёмких процессов в строительстве. На 1м³ объёма промышленного сооружения выполняются в среднем 1,5...2м³ земляных работ, а на 1м³ объёма гражданского сооружения – до 0,5м³.

Стоимость производства земляных работ значительна, и в среднем в промышленном и гражданском строительстве она составляет 10...15% полной стоимости работ, а в условиях Крайнего Севера – до 40%.

Одной из основных операций при земляных работах являются разрушение грунта. Грунты и породы разрушаются: 1) механическим способом, когда рабочие органы непосредственно отделяют грунт от массива; 2) гидромеханическим способом, при котором грунт разрушается, т.е. отделяется от массива механическим рабочим органом (фрезой), затем транспортируется при помощи воды или грунт сразу разрушается струёй воды высокого давления. В первом случае энергоёмкость составляет 0,2...2кВт·ч/м³, во втором случае – в 1,5 раза меньше; 3) взрывным способом, когда в породе предварительно пробуривают шпуры, в которые помещают взрывчатые вещества. Газы, выделяющиеся при воспламенении взрывчатых веществ, разрушают породу. Энергоёмкость данного способа составляет 0,8...1,1кВт·ч/м³.

Применяются также комбинированные способы, когда предварительное разрушение (рыхление) грунта производится рыхлителем, а транспортируется другими машинами или механизмами. Помимо механических и гидравлических способов разрушения ведутся исследования по термическому (физическому) и химическому способам.

1. Экскаваторы

Экскаваторы (от латин. *excavo* – долблю) – это самоходные землеройные машины с ковшовым рабочим оборудованием. Они предназначены для разработки грунтов и горных пород с перемещением их на сравнительно небольшие расстояния в отвал или в транспортные средства. По характеру рабочих процессов различают экскаваторы циклического и непрерывного действия. К экскаваторам циклического действия относятся одноковшовые экскаваторы, которые выполняют 35% объёма земляных работ в строительстве, а во всей экономике страны – около 70%.

Основными тенденциями развития гидравлических экскаваторов являются увеличение мощности двигателей и размеров ковшей, расширение номенклатуры сменных рабочих органов, а также переход на более эффективные и компактные гидросистемы высокого давления – до 350 кгс/см² (35МПа).

1.1. Одноковшовые экскаваторы.

Одноковшовые универсальные экскаваторы с ковшами вместительностью $0,25 \div 4 \text{ м}^3$, называют строительными. Строительные экскаваторы предназначены для земляных работ в грунтах I–IV категории. При помощи унифицированного сменного рабочего оборудования (до 40 видов) они могут выполнять также погрузочные, монтажные, свайбойные, планировочные, зачистные и другие работы.

Одноковшовые экскаваторы бывают универсальные, полууниверсальные и специальные (карьерные, вскрышные, тоннельные и др.). Универсальными условно называют экскаваторы, работающие со сменными рабочими оборудованьями более трёх видов, полууниверсальными – двух – трёх видов, специальными – работающие с оборудованием одного вида.

В соответствии с назначением одноковшовые экскаваторы разделяются на следующие группы:

1) экскаваторы-краны для строительных и строительно-карьерных работ малой мощности с ёмкостью ковша $0,1 \div 1,75 \text{ м}^3$; средней мощности с ёмкостью ковша $2 \div 4 \text{ м}^3$; большой мощности с ёмкостью ковша $4,5 \div 6 \text{ м}^3$;

2) экскаваторы карьерные средней и большой мощности с ёмкостью ковша $2 \div 20 \text{ м}^3$; применяемые для разработки крепких (твёрдых) пород с погрузкой в транспортные средства;

3) вскрышные экскаваторы – лопаты большой мощности с ёмкостью ковша $6 \div 15 \text{ м}^3$, предназначенные для разработки крепких (твёрдых) пород с погрузкой в отвал;

4) шагающие драглайны средней и большой мощности с ёмкостью ковша $4 \div 100 \text{ м}^3$, которые используют для открытых горных работ и крупных гидромеханических сооружений, с погрузкой в отвал;

5) тоннельные и шахтные лопаты и погрузчики с укороченным оборудованием с ёмкостью ковша $0,5 \div 1 \text{ м}^3$;

6) башенные экскаваторы с ёмкостью ковша $0,5 \div 10 \text{ м}^3$ для разработки выемок и карьеров;

7) плавучие неполноповоротные лопаты с ёмкостью ковша $0,25 \div 20 \text{ м}^3$ и грейферные экскаваторы на понтонах для дноуглубительных работ и сооружения каналов в тяжёлых каменистых грунтах.

Строительные экскаваторы классифицируют по следующим признакам:

1) по типу ходового устройства – гусеничные (вместимостью ковша $0,4 \div 1,6 \text{ м}^3$) на нормальном и уширенном гусеничном ходу, пневмоколёсные ($0,4 \div 0,65 \text{ м}^3$), на шасси автомобилей и тракторов ($0,15 \div 0,4 \text{ м}^3$); шагающий ход на экскаваторах с ковшами большой вместимости (до 100 м^3);

2) по типу привода – дизельные, электрические, дизель-электрические, дизель-гидравлические и гидравлические;

3) по количеству приводных двигателей – на одномоторные (привод всех механизмов экскаватора осуществляется от одного двигателя через механическую трансмиссию или гидрообъёмную передачу) и многомоторные (привод каждого механизма экскаватора осуществляется от индивидуального гидравлического или электрического двигателя);

4) по конструкции поворотной части – полноповоротные (поворот платформы с рабочим оборудованием обеспечивается не менее, чем на 360°) и неполноповоротные (угол поворота в плане ограничен $130\div 270^\circ$);

5) по способу подвески рабочего оборудования – гибкой подвеской (при помощи канатных полиспастов) и с жёсткой подвеской (при помощи гидроцилиндров);

6) по виду исполнения рабочего оборудования – шарнирно-рычажным и телескопическим рабочим оборудованием.

В зависимости от вида выполняемых работ экскаваторы могут иметь следующее рабочее оборудование: прямую лопату, обратную лопату, драглайн, грейфер, кран. Реже используют копёр, корчеватель, клин-молот и др.



Рис.1 Одноковшовый экскаватор

Система индексации экскаваторов. В 1968 году введена новая система индексации отечественных одноковшовых универсальных экскаваторов (рис.)

Экскаваторы, выпуск которых освоен до 1968 г. имеют индексацию, в которой указывается номинальная для данной модели вместимость ковша, порядковый номер модели и модернизации. Например, Э-652Б – экскаватор с ковшом вместимостью $0,65\text{м}^3$, модель 2, прошедшая вторую модернизацию.

На базе экскаватора Э-302Б создан болотный экскаватор-кран типа ЭКБ.

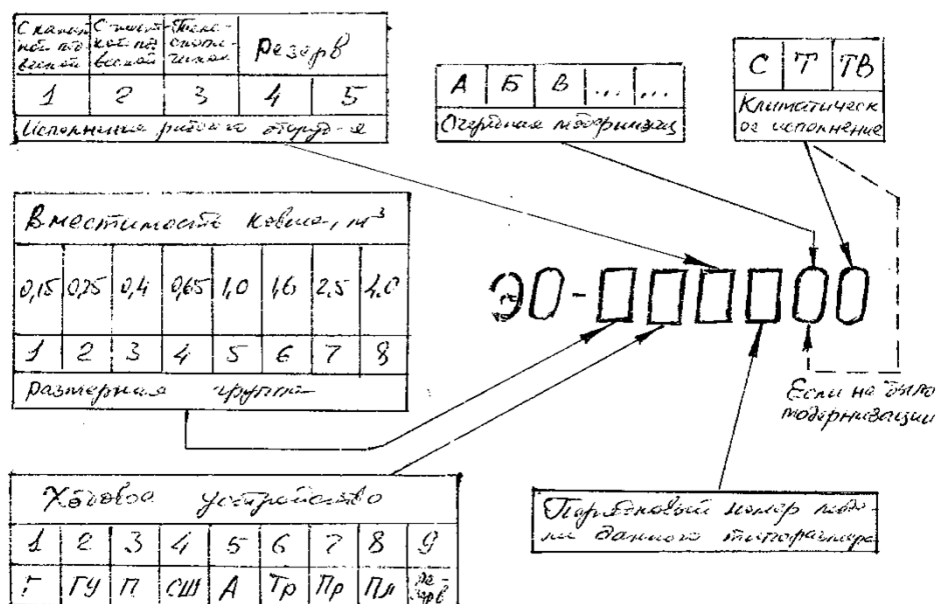


Рис. 2. Структурная схема индексации одноковшовых универсальных экскаваторов:

Г – гусеничное ходовое устройство с минимально допускаемой поверхностью гусениц;

ГУ – гусеничное ходовое устройство с увеличенной поверхностью гусениц;

П – пневмоколёсное ходовое устройство;

СШ – специальное шасси автомобильного типа;

А – шасси грузового автомобиля; Тр – трактор; Пр – прицепное ходовое устройство; Пл – плавучее ходовое устройство.

Буквы ЭО означают – экскаватор одноковшовый универсальный. Четыре основные цифры индекса последовательно обозначают: размерную группу машины, тип ходового устройства, конструктивное исполнение рабочего оборудования (вид подвески) и порядковый номер данной модели.

Первая из дополнительных букв после цифрового индекса означает порядковую модернизацию данной машины, последующие – вид специального климатического исполнения.

Например, индексом ЭО-3322А обозначают экскаватор одноковшовый универсальный, 3-й размерной группы на пневмоколёсном ходу с жёсткой (шарнирно-рычажной) подвеской рабочего оборудования, 2-й модели, прошедший первую модернизацию. А индекс ЭО-4123АС расшифровывается так: экскаватор одноковшовый универсальный, 4-й размерной группы, на гусеничном ходовом устройстве, с жёсткой подвеской рабочего оборудования, 3-я модель, прошедшая первую модернизацию, в северном исполнении.

Экскаватор с прямой лопатой (рис.) ведёт разработку грунта выше уровня своей стоянки. Ковш при этом движется снизу вверх и от экскаватора прямой лопатой разрабатывают грунт чаще с погрузкой в транспортные средства и реже в отвал. В комплект оборудования прямой лопаты входит стрела, рукоять, ковш, напорный механизм (у экскаваторов с ковшами вместимостью до 0,4м³ напорный механизм отсутствует) седловой подшипник, подъёмный и стрелоподъёмный полиспасты.

Рабочее оборудование экскаватора вместе с силовой установкой, приводными механизмами и кабиной машиниста на поворотной платформе, которая с помощью опорно-поворотного устройства опирается на ходовую часть.

Рабочее оборудование обеспечивает заполнение рабочего органа (ковша) разрабатываемым или загружаемым материалом, его перемещение в вертикальной плоскости к месту выгрузки или разработки.

Ходовое устройство предназначено для восприятия и передачи на опорную площадку силы тяжести экскаватора и сил взаимодействия рабочего органа с грунтом, стопорения машины в забое и перемещения его между объектами работ. Ходовое устройство включает в себя раму, гусеничный или колёсный движитель и механизм их привода и стопорения. На раму ходового устройства через унифицированный роликовый опорно-поворотный круг опирается поворотная платформа. Опорно-поворотный круг даёт возможность вращать платформу с рабочим оборудованием относительно ходового устройства.

Стрела шарнирно укреплена в проушинах рамы поворотной платформы и подвешена на стреловом канате. В зависимости от высоты разрабатываемого забоя стрела поднимается или опускается. При работе стрелу устанавливают под угол от 45 до 60° к горизонтальной плоскости.

Для разработки грунта поднимают ковш (поворотом рукояти 11) из положения I в положение II. Одновременно для регулирования толщины стружки выдвигают рукоять 11 вперёд (осуществляют напор) напорным механизмом 9, с помощью которого выполняют также обратное движение (возврат рукояти).

Ковш прямой лопаты представляет собой колиброванную конструкцию из литых и сварных деталей. Он состоит из корпуса, откидного днища с засовом и сменных зубьев.

Прямой лопатой с поворотным ковшом можно производить также планирование забоя. Вместительность основных ковшей прямой лопаты: 0,65; 0,8; 1,0; 1,6; 2,5м³

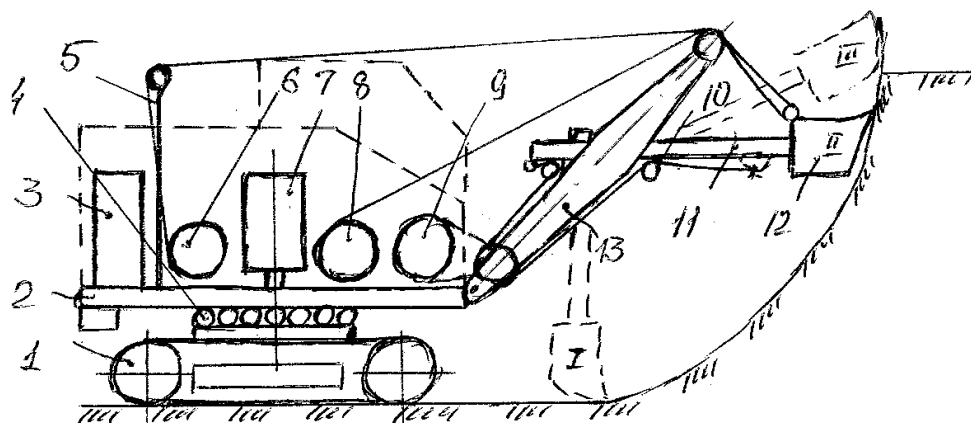


Рис. 3 Одноковшовый экскаватор с прямой лопатой и механическим приводом.

1 – ходовая часть; 2 – поворотная платформа; 3 – силовая установка; 4 – опорно-поворотное устройство; 5 – двуногая стойка; 6 – механизм подъёма стрелы; 7 – поворотный механизм; 8 – механизм подъёма ковша; 9 – напорный механизм; 10 – канатный напор; 11 – рукоять; 12 – ковш; 13 – стрела.

Прямая лопата гидравлических экскаваторов находит широкое применение в особенности на экскаваторах 4-й размерной группы и на машинах большой мощности.

Конструктивная схема прямой лопаты гидравлического экскаватора показана на (рис.).

Заглубление ковша и регулирование толщины стружки грунта производят гидроцилиндрами 8 стрелы, опуская или поднимая её по отношению к поворотной платформе на нужную высоту. После того, как ковш заполнится грунтом или породой, поднимают стрелу и выводят ковш из забоя. Затем, поворачивая платформу вместе с рабочим оборудованием, перемещают грунт к месту разгрузки. В случае необходимости при этом одновременно поднимают ковш на большую высоту. С этой целью используют как гидроцилиндр 8 стрелы, так и гидроцилиндр 7 рукояти.

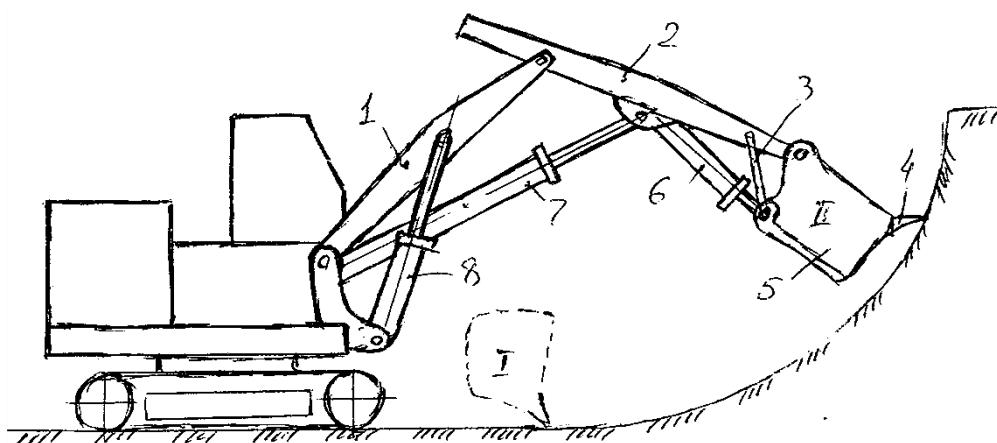


Рис. 4. Прямая лопата гидравлического экскаватора.

1 – стрела; 2 – рукоять; 3 – тяга; 4 – зуб ковша; 5 – ковш; 6, 7, 8 – гидроцилиндры; I, II – положение ковша при вскрышных работах.

Для разгрузки ковша либо открывают его днище, втягивая шток гидроцилиндра **6**, либо поворачивая ковш отдельным гидроцилиндром. Потом поворачивают ковш к забою и рабочий цикл повторяется. Операции обратного поворота и опускания ковша в исходное положение для вскрышных работ обычно совмещают с целью сокращения длительности рабочего цикла машины и повышения её производительности.

Поворотный ковш – одно из преимуществ гидравлических экскаваторов.

1.2. Экскаватор с обратной лопатой (рис.) предназначен для разработки грунта ниже уровня стоянки машины. Его применяют для рытья котлованов и траншей при прокладке трубопроводов и устройстве фундаментов.

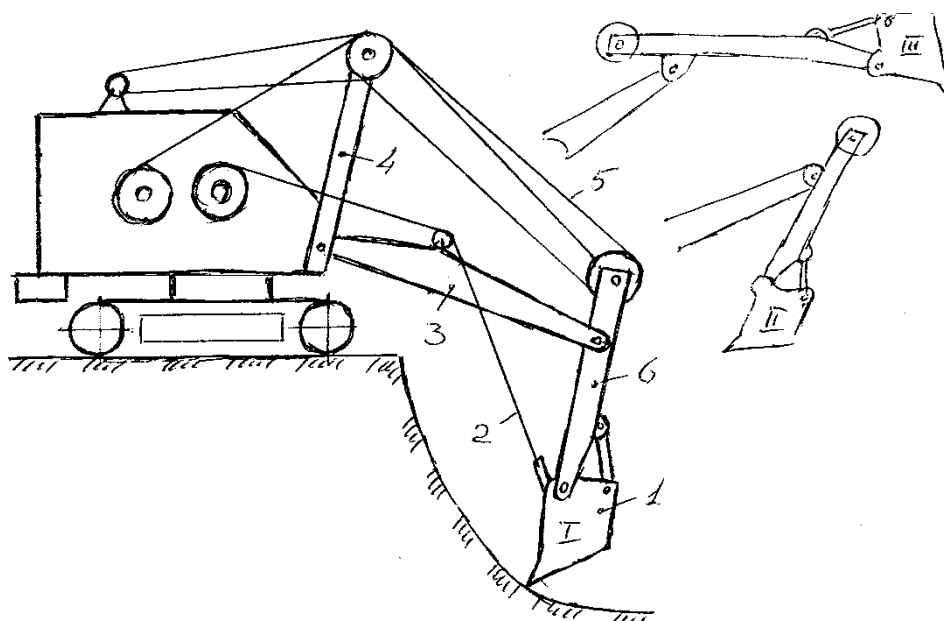


Рис. 5. Одноковшовый экскаватор с механическим приводом и рабочим оборудованием обратная лопата.

1 – ковш; 2 – тяговый канат; 3 – стрела; 4 – дополнительная стойка; 5 – подъёмный канат; 6 – рукоять.

Обратная лопата (рис.) состоит из ковша **1**, жёстко закреплённого на рукояти **6**, которая шарнирно присоединена к верхнему концу стрелы **3**. Рукоять может поворачиваться по часовой стрелке или против неё при натяжении одного (тягового **2** или подъёмного **5**) каната с одновременным ослаблением второго.

Угол наклона стрелы обратной лопаты, шарнирно закреплённой в проушинах поворотной рамы, непрерывно изменяется в процессе работы: при заторможенном тяговом канате **2** стрела поднимается во время наматывания подъёмного каната **5** на барабан лебёдки и опускается при растормаживании барабана. Подъёмный канат поддерживается блоками неподвижной дополнительной стойки **4**.

На гидравлических экскаваторах обратная лопата – один из основных видов сменного рабочего оборудования. По конструктивной схеме обратную лопату выпускают нескольких разновидностей, но основными её узлами всегда являются: стрела, состоящая из

основной 3 (рис.) и удлиняющей 4 частей, рукоять 7, ковш 9 и гидроцилиндры 11, 5, 6 подъёма стрелы, поворота рукояти и ковша.

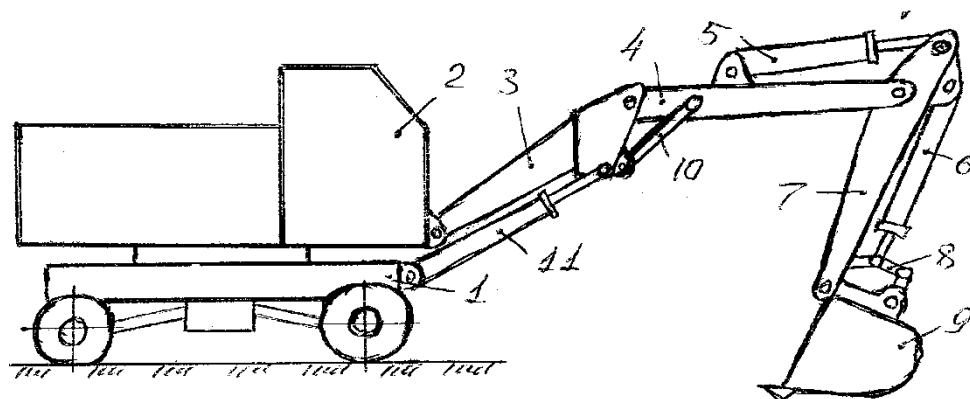


Рис. 6. Обратная лопата с гидравлическим приводом.

1 – поворотная рама; 2 – кабина машиниста; 3 – основная стрела; 4 – верхняя удлиняющая часть стрелы; 5 – гидроцилиндр рукояти; 6 – гидроцилиндр ковша; 7 – рукоять; 8 – рычаг ковша; 9 – ковш; 10 – тяга; 11 – гидроцилиндр стрелы.

Основную часть стрелы 3, как правило, используют при установке различных видов сменного оборудования, например обратной и прямой лопат, грейфера, погрузчика. Удлиняющую часть стрелы 4 при переходе с одного вида оборудования на другой можно либо сохранять, например, при переоборудовании обратной лопаты на грейфер, либо демонтировать.

Наряду с составной стрелой на некоторых моделях экскаваторов применяют и неразъёмную стрелу.

Основная 3 и удлиняющая 4 части стрелы соединены между собой пальцем. Чтобы во время работы не было поворота одной части стрелы по отношению к другой, между ними дополнительно устанавливают тягу 10.

Расположение гидроцилиндров рабочего оборудования бывает различным. Чаще всего гидроцилиндр 11 располагают под стрелой впереди её пяты. Для привода рукояти 7 гидроцилиндр 5 располагают над стрелой. Для привода ковша 9 гидроцилиндр 6 размещают над рукоятью, причём шток гидроцилиндра 6 крепят или непосредственно к проушинам на ковше 9, или через дополнительные тяги. Для подъёма стрелы часто устанавливают два гидроцилиндра 11. Такое конструкторское решение используют иногда и для поворота рукояти.

Операцию вскрытия грунта осуществляют поворотом ковша и поворотом рукояти.

Величину стружки в процессе разработки грунта регулируют с помощью гидроцилиндра путём подъёма или опускания стрелы. После того, как наполненный грунтом ковш будет подтянут к стреле или повёрнут по отношению к рукояти настолько, чтобы грунт не высыпался, рабочее оборудование поднимают из забоя с помощью гидроцилиндра стрелы, а затем вместе с платформой поворачивают к месту разгрузки.

Чтобы разгрузить ковш, поворачивают рукоять и ковш по часовой стрелке. Затем производят обратный поворот платформы к забою и рабочий цикл повторяется.

Для повышения производительности машины совмещают подъём рабочего оборудования и поворот платформы к месту разгрузки, а также опускание стрелы с поворотом к забою.

Обратная лопата со сменными ковшами различной вместимости и формы является основным видом рабочего оборудования пневмоколёсных и гусеничных машин 2÷4 – размерных групп. Вместимость основных ковшей обратной лопаты составляет 0,5 и 0,65м³ у серийных пневмоколёсных экскаваторов и 0,5; 0,65; 1,0; 1,25; 1,6м³ – у гусеничных.

1.3. Экскаваторы, оборудованные драглайном*. Отличительной особенностью данных экскаваторов является наличие удлиненной решётчатой стрелы и гибкой канатной подвески ковша (рис.). Длина стрелы достигает 100м, ёмкость ковша – 80м³. Разработка грунта ковшом драглайна и наполнение его грунтом осуществляется подтягиванием ковша к экскаватору при расположении самой машины выше выемки. По сравнению с прямой и обратной лопатами, драглайн имеет больше радиус действия и глубину выемки, что позволяет разрабатывать больше по сечению траншеи и котлована с отсыпкой грунта в отвал или (реже) в транспортные средства. Кроме того, драглайны применяют для извлечения грунта со дна водоёмов, сооружение высоких насыпей из боковых разрезов, на вскрышных работах и т.д.

* - драглайн (англ. Dragline), одноковшовый экскаватор с гибкой канатной связью стрелы и ковша.

Рабочий цикл экскаватора – драглайна включает следующие операции: подъём ковша **1** подъёмным канатом **3** к голове стрелы **5** при слегка подтянутом тягловым канатом **7** (положение **I**); Забрасывание ковша в забой с опусканием тягового, а затем подъёмного канатов (положение **II**) (возможно забрасывание ковша одновременно с разворотом поворотной платформы со стрелой); разработка грунта подтягиванием ковша тягловым канатом (положение **III**); подъём ковша канатом **3** с одновременным натяжением и притормаживанием тягового каната **7** (положение **IV**), одновременно с подъёмом ковша происходит поворот платформы на разгрузку; разгрузка ковша, опрокидывающегося при отпущенном тягловом канате на натянутом подъёмном канате (положение **V**); поворот платформы в исходное положение

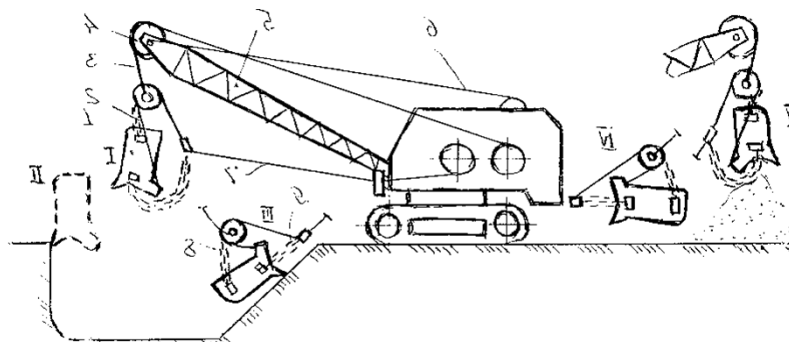


Рис. 7 Экскаватор с оборудованием драглайна.

I – ковш в верхнем положении; II – в исходном положении перед заполнением; III – в процессе заполнения; IV – перед разгрузкой; V – во время разгрузки.

1 – ковш; 2 – разгрузочный канат; 3 – подъёмный канат; 4 – головные блоки; 5 – стрела; 6 – канатная система подъёма стрелы; 7 – тяговый канат; 8 – подъёмные цепи; 9 – тяговые цепи.

1.4. Экскаватор с грейферным оборудованием (рис.) применяют при погрузке и разгрузке сыпучих и мелкокусковых материалов, для рытья колодцев и узких котлованов в лёгких грунтах. Допускается разработка грунтов под водой. Грейферное оборудование включает удлинённую решётчатую стрелу, грейферный ковш, подъёмный и замыкающий канаты с блоками. Ковш состоит из двух челюстей, шарнирно соединённых между собой. Разработка грунта происходит в результате смыкания челюстей ковша. Принцип действия двухканатного грейферного ковша приведён на (рис.).

На экскаваторах с гидравлическим приводом (рис.) устанавливают жёстко подвешенные грейферы, у которых необходимое давление на грунт при врезании создаётся принудительно при помощи гидроцилиндров рабочего оборудования. Это позволяет эффективно разрабатывать плотные грунты независимо от массы грейфера. Вместимость грейферных ковшей пневмоколёсных машин составляет 0,5 и 0,65 м³, гусеничных – 0,5; 0,65 и 1,0 м³.

Грейферы (от нем. greifen – хватать) шарнирно подвешиваются к рукояти обратной лопаты вместо ковша. Грейферное оборудование состоит из составной стрелы 6; 8 с гидроцилиндром 7, рукояти обратной лопаты 4 с гидроцилиндром 5, двухчелюстного грейферного ковша 1 и гидроцилиндра 2 для замыкания и открывания челюстей ковша. Механизм поворота 3 обеспечивает поворот ковша в плане на 120...180° в обе стороны.

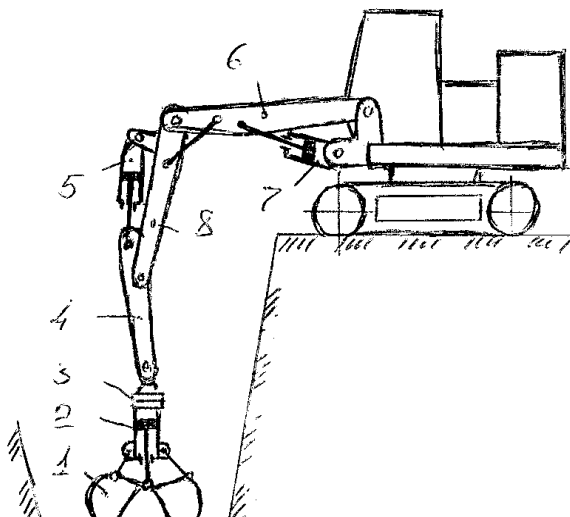


Рис. 8. Рабочее оборудование грейфера.

Для глубокого копания колодцев до 30м, траншей и котлованов в оборудовании грейфера используют удлиняющие промежуточные вставки.

Одноковшовые экскаваторы могут оснащаться также крановой подвеской с различными грузозахватными приспособлениями для выполнения погрузочно-разгрузочных и монтажных работ, рыхлительным оборудованием для разработки мёрзлых грунтов и взламывания дорожных покрытий, оборудованием для бурения шпуров и скважин, гидромолотами и т.п.

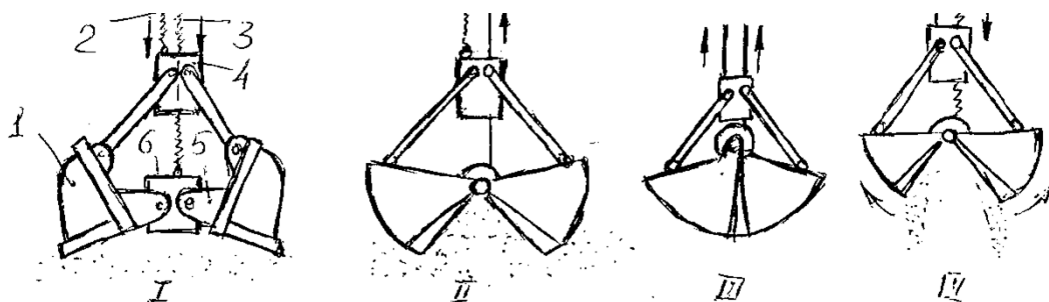


Рис.9. Схема работы двухканатного грейферного ковша:

I – исходное положение перед заполнением; II – заполнение; III – подъем; IV – разгрузка.

1 – челюсть; 2 – подъемный канат; 3 – замыкающий канат; 4 – верхняя головка; 5 – тяга; 6 – нижняя головка.

1.5. Экскаваторы с телескопическим рабочим оборудованием (экскаваторы – планировщики).

Экскаваторы с телескопическим рабочим оборудованием предназначены для производства земляных работ в грунтах I...IV категорий. Они имеют до 30 видов быстросъемных рабочих органов и приспособлений (экскавационные, планировочные, погрузочные, отвалы, двухчелюстные захваты, рыхлители, уплотняющие катки и т.д.).

Широкая номенклатура сменных рабочих органов и конструктивные особенности телескопического оборудования обеспечивают практически полную механизацию экскавационных, планировочных, зачистных, доводочных и погрузочно-разгрузочных работ в стесненных условиях, большинство которых, не может быть выполнено (частично

или полностью) универсальными экскаваторами с жёсткой или канатной подвеской рабочего оборудования.

Малая габаритная высота экскаваторов с телескопическим рабочим оборудованием позволяет использовать их в труднодоступных местах и закрытых помещениях. В частности, для разработки грунта под мостами, на участке пересечения коммуникаций; внутри зданий и сооружений; для зачистки дна и вертикальных стенок траншей и котлованов; засыпки пазухов фундаментов, траншей и котлованов; подачи материалов через проёмы в стенах под низкое перекрытие и т. п.

Данные экскаваторы широко применяют на рассредоточенных объектах малого объёма как универсальные землеройные машины. Наиболее эффективно эти машины используют при планировании наклонных поверхностей каналов, насыпей и выемок земляного полотна, расположенных ниже уровня стоянки экскаватора. Поэтому их обычно называют экскаваторами – планировщиками.

Телескопическое рабочее оборудование серийных отечественных экскаваторов выполнено по единой принципиальной схеме и состоит (рис.) из телескопической стрелы треугольного сечения, сменного рабочего органа и механизмов выдвижения (втягивания) стрелы, подъёма (опускания) стрелы, поворота ковша относительно собственной оси и продольной оси стрелы.

Телескопическая стрела состоит из двух секций – неподвижной наружной 2, шарнирно прикреплённой к поворотной платформе экскаватора и подвижной внутренней 4, передвигающейся внутри наружной секции и несущей на переднем конце рабочий орган 6. Подвижная секция опирается на неподвижную при помощи роликов, которые обеспечивают соосное положение обеих секций. Опорные ролики перекатываются по направляющим секции и имеют две оси вращения – вертикальную и горизонтальную.

Выдвижение (втягивание) стрелы осуществляется при помощи одного длинноходового гидроцилиндра 3. Ход телескопической стрелы у отечественных машин составляет $2,75 \div 3,65$ м, усилие втягивания стрелы – $5,9 \div 9$ тс ($56 \div 90$ кН).

Подъём (опускание) телескопической стрелы производится параллельно установленными гидроцилиндрами 1 двустороннего действия. Корпуса гидроцилиндров шарнирно крепятся к поворотной платформе, а штоки – к стреле при помощи сферических подшипников. Максимальные углы наклона стрелы вверх - $22 \div 25^\circ$, вниз - $45 \div 50^\circ$.

Выполнение основных видов земляных работ осуществляется движениями стрелы и ковша: планирование и зачистка наклонных поверхностей, расположенных ниже уровня стоянки машины – втягиванием телескопической стрелы с коррекцией толщины срезаемой стружки небольшим поворотом ковша; зачистка и планирование горизонтальных поверхностей на уровне и ниже уровня стоянки экскаватора – совмещением опускания и втягивания стрелы с периодической коррекцией ковша; зачистка и доводка боковых (наклонных и вертикальных) поверхностей земляных сооружений при расположении экскаватора вдоль оси сооружения (например, в траншеях) – втягиванием телескопической стрелы и поворотом рабочего органа относительно продольной оси стрелы на некоторый угол.

Экскаваторы – планировщики могут быть полноповоротными и неполноповоротными. Полноповоротные экскаваторы выпускаются на гусеничном и пневмоколёсном ходовом устройстве, неполноповоротные – на шасси автомобильного типа.

Механизм поворота платформы полноповоротных машин приводится в действие либо низкомоментным аксиально-поршневым гидромотором (рис. а) через двухступенчатый зубчатый редуктор (у гусеничных машин), либо высокомоментным гидромотором (рис. б) через зубчатую передачу, состоящую из обегавшей шестерни (крепится непосредственно на валу гидромотора) и зубчатого венца, изготовленного заодно с роликовым оппозитным поворотным устройством (у пневмоколёсных машин).

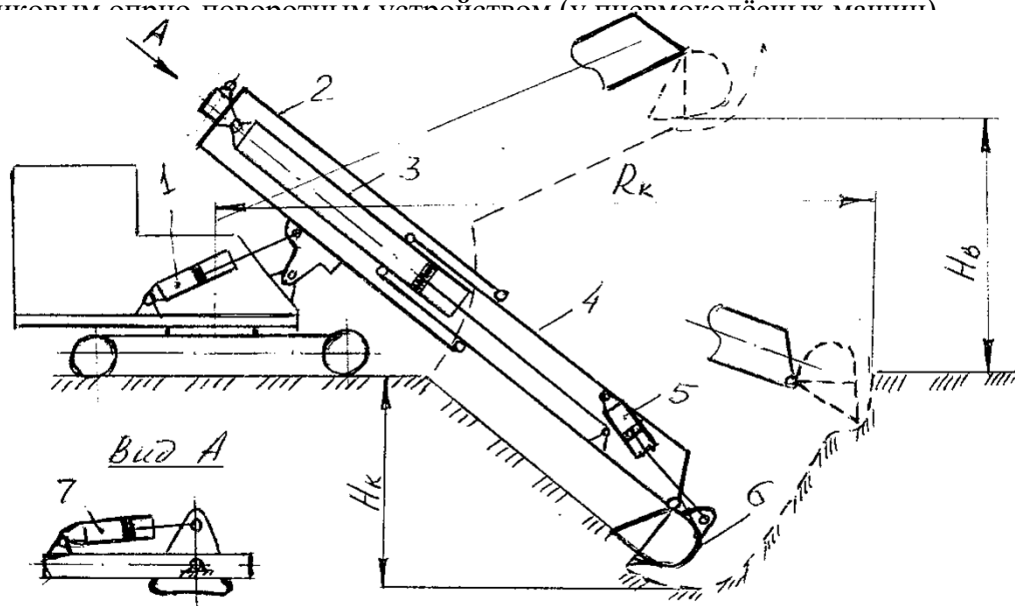


Рис.10. Принципиальная схема экскаватора с телескопическим рабочим оборудованием.

1 – гидроцилиндр подъёма-опускания стрелы; 2 – наружная неподвижная часть стрелы; 3 – гидроцилиндр выдвижения-втягивания стрелы; 4 – подвижная внутренняя часть стрелы; 5 – гидроцилиндр поворота ковша; 6 – ковш; 7 – гидроцилиндр поворота стрелы вокруг собственной оси.

Поворот телескопической стрелы с рабочим органом вокруг собственной оси осуществляется гидроцилиндром 7 непосредственно или через зубчатое передаточное устройство. У некоторых моделей экскаваторов угол поворота стрелы достигает $\pm 180^\circ$, что позволяет использовать рабочие органы двустороннего действия. Принудительный поворот ковша относительно оси подвески при его наполнении и разгрузке производится гидроцилиндром 5, головке штока которого служит одной из точек подвески ковша. Максимальный угол поворота рабочего органа отечественных экскаваторов 116° .

Поворот платформы неполноповоротного экскаватора вокруг вертикальной оси на $180 \div 270^\circ$ производится двумя гидроцилиндрами через цепную передачу. Гидроцилиндры закреплены на поворотной платформе. Штоки гидроцилиндров соединены между собой двухрядной роликовой цепью, огибающей двухрядную цепную звёздочку, жёстко прикреплённую к опорному кругу (рис. в).

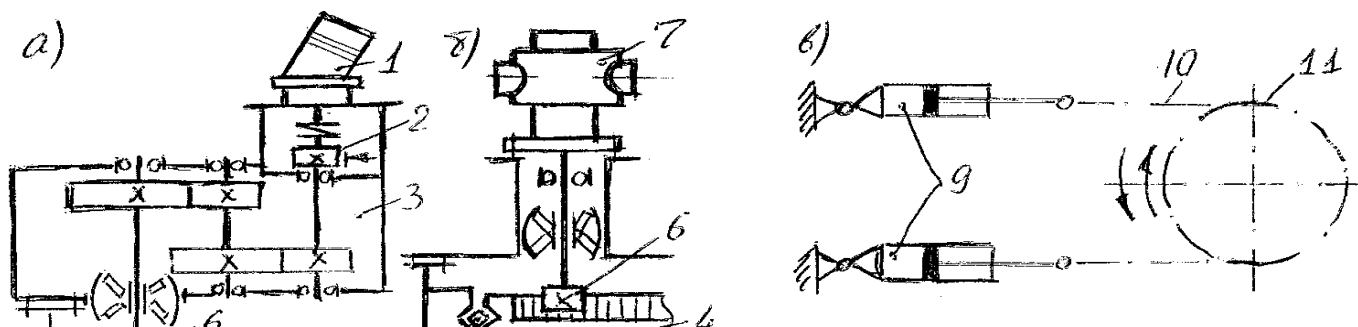


Рис. 11. Механизмы поворота экскаваторов:

а – полноповоротного с низкомомментным гидромотором; б – полноповоротного с высокомомментным гидромотором; в – неполноповоротного.

1 – низкомомментный гидромотор; 2 – автоматический колодочный тормоз; 3 – трёхступенчатый зубчатый редуктор; 4 – зубчатый венец; 5 – наружная кольцевая обойма; 6 – обегаящая шестерня; 7 – высокомомментный гидромотор; 8 – ряд роликов с сепараторными втулками; 9 – гидроцилиндры; 10 – двухрядная роликовая цепь; 11 – двухрядная цепная звёздочка.

Привод механизма передвижения полноповоротных экскаваторов-планировщиков – гидравлический; неполноповоротных – механический (используется механическая трансмиссия базового автомобиля).

Рабочее давление в гидросистеме экскаваторов с телескопическим рабочим оборудованием составляет $120 \div 160 \text{ кгс/см}^2$ ($12 \div 16 \text{ МПа}$) у полноповоротных машин и $75 \div 85 \text{ кгс/см}^2$ ($7,5 \div 8,5 \text{ МПа}$) – у неполноповоротных.

Отечественные экскаваторы-планировщики имеют следующие основные параметры: наибольшая глубина разработки грунта H_k – до 5,9м; радиус разработки R_k – до 8,1м; высота выгрузки H_v – до 4,4м; минимальная продолжительность цикла обратной лопаты $t_{ц \text{ min}}$ – $21 \div 23 \text{ с}$; максимальная техническая производительность обратной лопаты P_t – до $70 \text{ м}^3/\text{ч}$; мощность силовой установки – до 75 л.с. (55 кВт); масса машины – до 18,4 т.

2. Многоковшовые траншейные экскаваторы

В строительстве наиболее широко используют экскаваторы продольной разработки грунта, так называемые траншейные, для получения траншей под инженерные коммуникации (кабели, трубопроводы), ленточные фундаменты зданий, для сооружения каналов и водопроводов, при выполнении мелиоративных работ. Экскаваторы поперечной и радиальной разработки грунта применяют в основном для вскрышных работ, открытых разработок полезных ископаемых и при разработке крупных карьеров строительных материалов (песка, гравия, глины).

Цепные и роторные траншейные экскаваторы продольной разработки грунта в большинстве случаев выполняют на базе переоборудованных гусеничных тракторов, у которых расширен и удлинен гусеничный ход, а в трансмиссию включён ходоуменьшитель для получения пониженных скоростей передвижения машины.

2.1..Цепные траншейные экскаваторы выпускают производительностью до $220\text{м}^3/\text{ч}$ при глубине отрываемой траншеи до 3,5м и ширине до 1,1м. Рабочим органом цепных экскаваторов (рис. а) является одно или двухрядная втулочно-роликовая цепь, огибающая по замкнутому контуру наклонную под углом $30\div55^\circ$ и несущая на себе ковш или скребки. Ковш заполняется последовательно, вырезая также стружки на наклонной поверхности забоя при совмещении двух движений – касательного вместе с цепью и продольного – продвижением (подачей) всей машины вдоль траншеи.

При опрокидывании ковшей вокруг верхнего поперечного вала 2 грунт ссыпается в перегрузочный бункер 1. Расположенный под бункером ленточный конвейер 6 выносит грунт в отвал на бровку траншеи или в транспортное средство. Конвейер 6 может выдвигаться влево или вправо от продольной оси машины, обеспечивая разгрузку грунта. Ковшовая цепь 3 и конвейер 6 приводится в движение двигателем базовой машины через редуктор и цепные передачи. Скорость цепи не превышает 1,2м/с.

Для увеличения ширины траншеи на ковшах крепят (через один) боковые ножи-уширители или применяют ковши разной ширины. При работе в слабых грунтах, где возможно осыпания стенок траншеи, на ковшовую раму устанавливают приводные винтовые фрезы, придающие стенкам траншеи ступенчатый профиль.

Скребковый рабочий орган с однорядной цепью (рис. б) навешивают на пневмоколёсные серийные тракторы и предназначают для рытья траншей глубиной до 1,6м и шириной $0,2\div0,4\text{м}$ в грунтах I...III групп. Грунт послойно срезается резцами 8 различной ширины и поднимается из траншеи скребками 7. Затем винтовые конвейеры 9 сдвигают грунт в обе стороны от траншеи.

Также одноцепные экскаваторы применяют на рассредоточенных земляных работах небольших объёмов. Их производительность составляет $60\div80\text{м}^3/\text{ч}$.

Двухцепные скребковые экскаваторы могут разрабатывать траншеи в мёрзлых грунтах при глубине промерзания до 1м. Для этого их снабжают сменным оборудованием в виде скребков, оснащённых зубьями с износостойкой наплавкой.

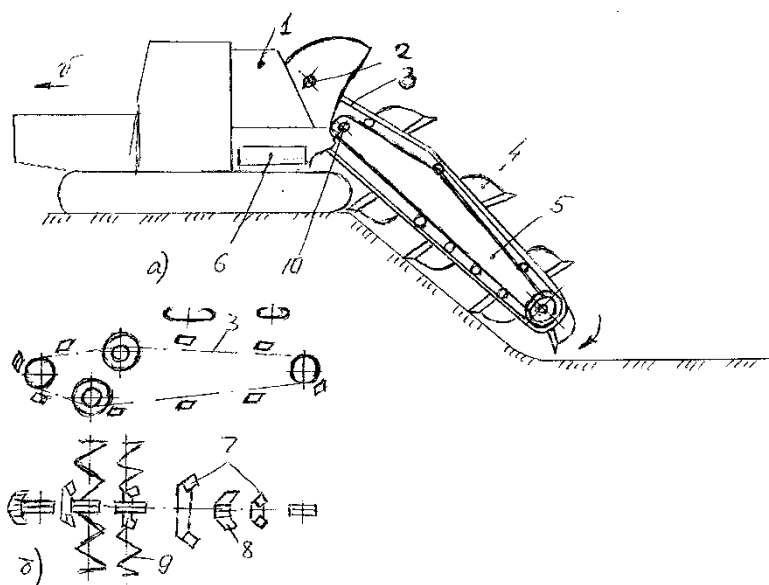


Рис.

12.. Цепной траншейный экскаватор.

а – схема экскаватора с ковшовым рабочим органом; б – схема скребкового рабочего органа. 1 – перегрузочный бункер; 2 – верхний вал; 3 – цепь; 4 – ковш; 5 – ковшовая рама; 6 – выдающий ленточный конвейер; 7 – скребки; 8 – резец; 9 – винтовой конвейер; 10 – ось поворота ковшовой рамы.

2.2.Траншейные роторные экскаваторы разрабатывают траншеи прямоугольного или трапецеидального профиля в немёрзлых грунтах I...IV групп, а также в мёрзлых грунтах при глубине промерзания верхнего слоя до 1,1÷1,5м.

Роторные экскаваторы более производительны, чем цепные, так как допускаемая скорость ковшей у них больше – до 2÷2,5м/с. В цепях при таких скоростях появляются вредные динамические нагрузки, снижающие их долговечность, однако масса роторных экскаваторов при одинаковой глубине траншеи больше, чем у цепных, так как диаметр ротора должен превышать глубину траншеи не менее чем в 1,6 раза.

Роторные экскаваторы отрывают траншеи глубиной не более 2,5м. Производительность траншейных роторных экскаваторов доходит до 1200м³/ч.

Наиболее широкое применение роторные экскаваторы получили при прокладке траншей большой протяжённости с высоким темпом прокладки. Например, при строительстве нефте- и газопроводов.

Рабочим органом экскаваторов этого типа (рис.) является ротор 6 – жёсткое колесо с ковшами. Внутри ротора помещён поперечный ленточный конвейер 4. Ковши 7 при вращении ротора поднимают разрабатываемый грунт из траншеи и высыпают его на ленту конвейера 4, отбрасывающего грунт на бровку траншеи. Глубина отрываемой траншеи регулируется гидроцилиндром 2, к штоку которого прикреплены подъёмные цепи и тяги. Дно траншеи обрабатывается зачистным башмаком 5. Для рытья различных траншей на один и тот же базовый тягач могут навешиваться сменные рабочие органы с различной шириной и диаметром ротора.

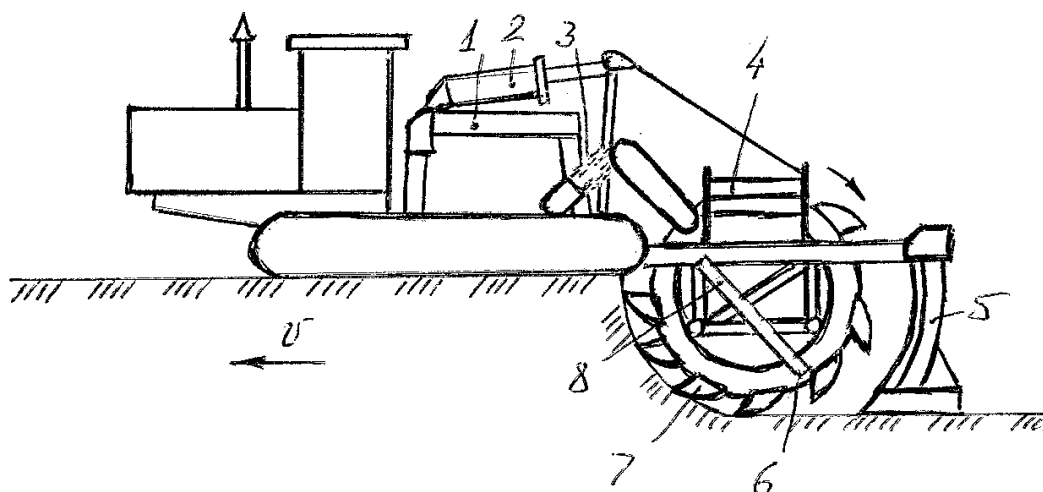


Рис. 13. Роторный траншейный экскаватор.

1 – рама рабочего оборудования; 2 – гидроцилиндр; 3 – цепная передача привода; 4 – ленточный выдающий конвейер; 5 – зачистной башмак; 6 – ротор; 7 – ковш; 8 – ножевой откосник.

Для получения траншей с наклонными стенками на рабочем органе устанавливают ножевые откосники 8. В мёрзлых грунтах могут быть применены активные фрезерные уширители. Днище ковшей выполняют из цепей, которые при опрокидывании ковшей в верхнем положении прогибаются, встряхиваются и обеспечивают хорошую выгрузку грунта. Ковш оснащён зубьями из легированных сталей. Для работы в плотных и мёрзлых грунтах зубья упрочняют пластинками из твёрдых сплавов.

Роторные экскаваторы продольной разработки грунта выпускают навесными и полунавесными к гусеничным тягачам. В последнем случае в рабочем и транспортном положениях роторы опираются на дополнительные опорные колёса (рис.). Мощность силовых установок роторных экскаваторов достигает 400÷500кВт.

Экскаваторы непрерывного действия имеют широкий диапазон рабочих скоростей движения: цепных 10...400м/ч и роторных 10...800м/ч. Транспортные скорости многоковшовых экскаваторов составляют 1,2...6км/ч.

Для повышения точности работы траншейные экскаваторы снабжают автоматическими устройствами выдерживания глубины траншеи. В качестве копира используют натянутую проволоку, пропущенную по геодезическим приборам параллельно оси траншеи. По проволоке движется щуп датчика, который подаёт сигнал на механизм подъёма ковшовой рамы. В качестве копира могут быть использованы световые лучи, в частности лазерные, которые достаточно точно копируют профиль будущей траншеи.

3. Бульдозеры

Бульдозер* представляет собой самоходную землеройно-транспортную машину в виде гусеничного трактора** или колёсного тягача, оснащённую навесным рабочим оборудованием, предназначенную для послойной срезки и перемещения грунта и других материалов на расстояние до 100...120м и планировки площадей.

Широко применяют бульдозеры при возведении насыпей высотой до 2м, рытья котлованов и каналов, сооружения плотин, засыпки траншей и ям, разравнивания и профилирования грунта, очистки аэродромов и дорог от снега, при подготовке трасс, для разравнивания сыпучих строительных материалов, на вскрытии карьеров. Их используют также, в качестве толкачей для скреперов. На них могут быть навешены рыхлители, канавокопатели, корчеватели и другое сменное оборудование, что значительно расширяет область применения бульдозеров.

Бульдозеры могут быть классифицированы по устройству отвала: с поворотным и неповоротным отвалом; по типу ходового устройства базовой машины – на гусеничные и пневмоколёсные; по конструкции системы управления отвалом – с канатно-блочным и гидравлическим управлением; по номинальному тяговому усилию и мощности двигателя бульдозеры разделяют на пять классов:

Таблица 12.1. Классификация бульдозеров

Бульдозеры	Малогабаритные	Лёгкие	Средние	Тяжёлые	Сверхтяжёлые
Тяговое усилие, кН	До 25	25...135	135...200	200...300	Св. 300
Мощность двигателя, кВт	До 45	45...120	120...180	180...300	Св. 300

* Бульдозер (англ. bulldozer) – землеройно-транспортная машина; Пресс холодной и горячей гибки деталей в штампах.

** Трактор (новолат. tractor, от лат. traho – тащу).

Мощность двигателей современных бульдозеров 15...600кВт при базовой машине гусеничного или колёсного трактора и до 1200кВт для бульдозеров на базе специальных тягачей.

Главным параметром бульдозера считается номинальное тяговое усилие, а основным параметром – масса и мощность.

Гусеничный бульдозер с неповоротным отвалом и гидравлическим управлением изображён на (рис.).

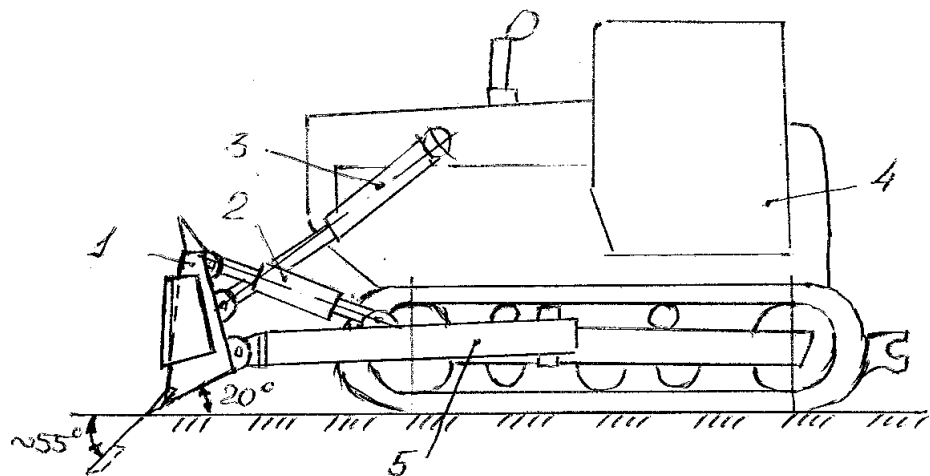


Рис. 14. Гусеничный бульдозер с неповоротным отвалом.

1 –отвал; 2 – гидравлический раскос; 3 – гидроцилиндр подъёма отвала; 4 – базовый трактор; 5 – толкающий брус.

При гидравлическом управлении возможно принудительное заглубление отвала. На толкающих брусках отвал установлен шарнирно и с помощью раскосов можно изменять угол резания в пределах $45 \div 60^\circ$. На бульдозерах с гидравлическим управлением иногда один из раскосов выполняют в виде гидроцилиндра, которым машинист не выходя из кабины может установить перекос отвала в поперечной плоскости на угол до $4 \div 12^\circ$ в обе стороны. Поперечный перекос (рис.) отвала даёт возможность бульдозеру разрабатывать прочные и подмороженные грунты, обеспечивая их срезание боковым концом отвала.

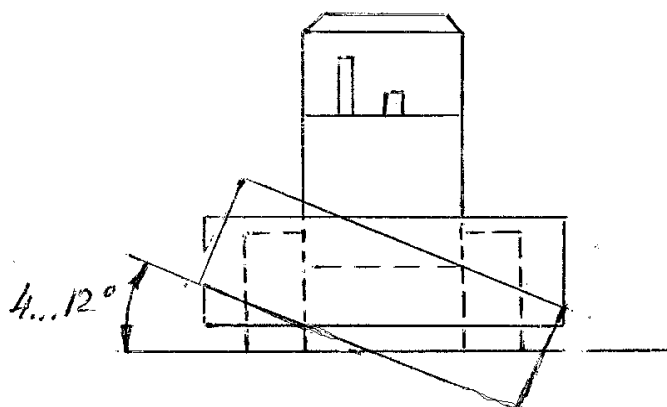


Рис. 15. Поперечный перекос отвала.

У бульдозеров с неповоротным отвалом угол в плане между отвалом и осью машины (угол захвата) всегда равен 90° . У бульдозеров с поворотным отвалом (рис.), их иногда ещё называют универсальными, положение отвала в горизонтальной плоскости (в плане) изменяется на угол $30^\circ \div 60^\circ$. Поворотный отвал всегда ниже, но длиннее неповоротного, так как в поворнутом положении он должен перекрывать ширину базовой машины. Применяют его для планировочных работ с перемещением грунта в сторону (грунт при этом сходит сталкивающего конца отвала в виде валика), для засыпки траншей и других видов работ при непрерывном движении машины вдоль фронта работ. Поворотный отвал устанавливают только на гусеничных тракторах, так как колёсные тягачи плохо воспринимают боковые нагрузки.

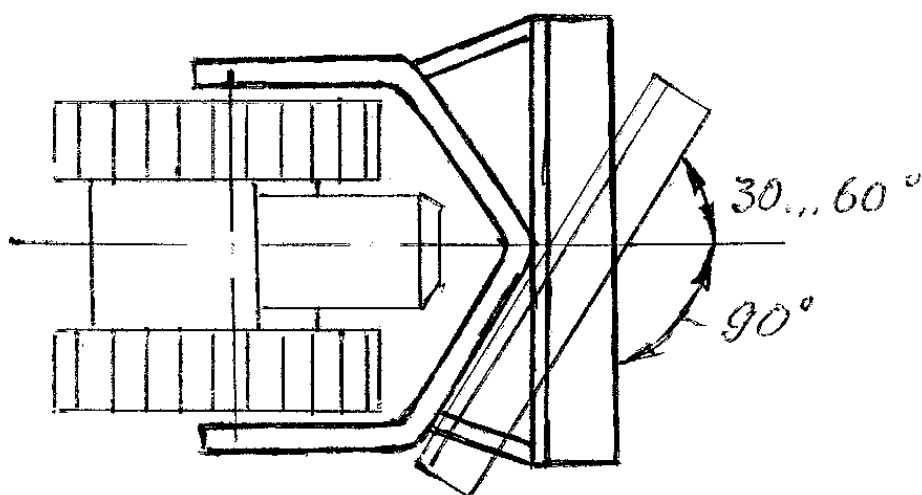


Рис. 16. Гусеничный бульдозер с поворотным отвалом.

Отечественная промышленность выпускает гусеничные неповоротные бульдозеры с отвалами длиной $2500 \div 4200$ мм, поворотные гусеничные бульдозеры с отвалом длиной $3500 \div 5540$ мм и пневмоколёсные неповоротные бульдозеры с отвалом длиной $2000 \div 3200$ мм. Высота отвалов гусеничных машин составляет $800 \div 1400$ мм, пневмоколёсных $600 \div 1100$ мм, наибольшая глубина резания $200 \div 600$ мм.

Сферические отвалы (рис. а), состоящие из трёх или пяти секций, которые установлены под углом $10...15^\circ$ одна к другой, набирают грунта на $15\div 20\%$ больше, чем прямые отвалы. Сферические отвалы применяют для работы с кусковыми и сыпучими материалами при помощи базовых машин с мощностью двигателя более 130 кВт . Совковый отвал (рис. б) имеет боковые щитки и применяется при перемещении сыпучих и слабопрочных материалов на большие расстояния (до 150 м). Отвал с рыхлящими боковыми зубьями (рис. в) применяют в крепких каменных и мёрзлых грунтах на гусеничных бульдозерах мощностью не менее 50 кВт и на колёсных бульдозерах мощностью не менее 220 кВт . Короткий прямой отвал (рис. г) снабжён амортизатором и предназначен для установки на толкачах, помогающих загружать скреперы.

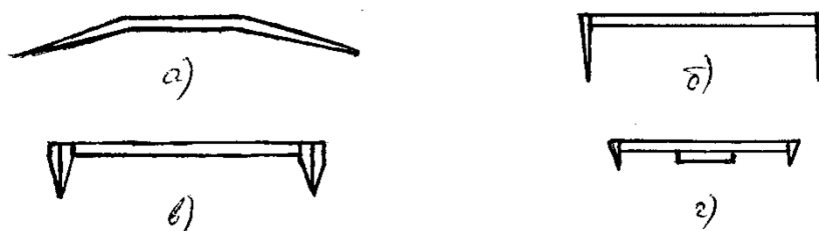


Рис. 17. Основные типы отвалов бульдозера (в плане):

а – сферический; б – совковообразный; в – с боковыми рыхлящими зубьями; г – короткий толкающий.

Также используют бульдозерные отвалы с двумя отвальными поверхностями для работы передним и задним ходом, отвалы с обратным расположением отвальной поверхности – для работы «от стенки» и др. Области применения бульдозеров расширяются специальными приспособлениями к отвалам: откосники, открьлки, уширители, выступающие средние ножи, челюстные захваты, канавные наставки и др.

Разнообразие видов работ, выполняемых бульдозерами общего назначения, а также широкая номенклатура сменного рабочего оборудования и приспособлений к ним делают бульдозер универсальной машиной, незаменимой на любой стройке. На земляных работах в настоящее время бульдозеры выполняют $30\div 40\%$ общего объёма работ.

Рабочий орган – отвал представляет собой металлическую сварную конструкцию из листа, рёбер жёсткости, проушин для крепления отвала к толкающим балкам.

Полный цикл работы бульдозера при вырезании и перемещении грунта состоит из следующих этапов: внедрении отвала в грунт и набор призмы волочения, перемещение грунта к месту укладки, укладка (разгрузка) грунта слоями или грудками, возвращение в забой, опускание отвала и установка его в положение внедрения (рис.). Наиболее распространённая схема циклической работы бульдозера является челночная схема, при которой обратный (холостой) ход выполняют задним ходом без разворота машин

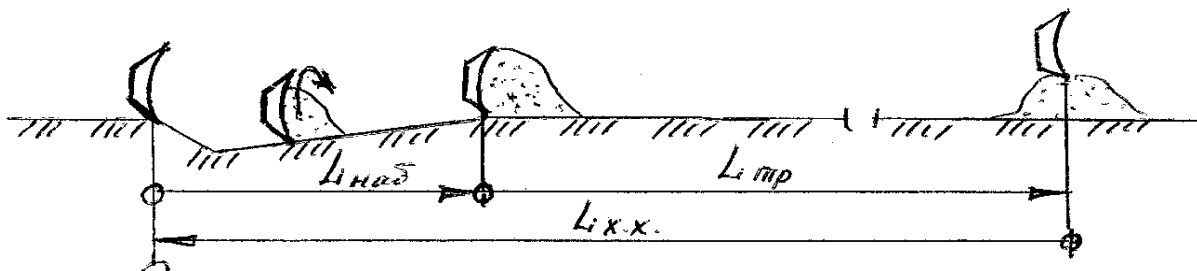


Рис. 18. Элементы рабочего цикла разработки и перемещения грунта бульдозером:

$L_{наб}$ – длина пути набора призмы волочения; $L_{тр}$ – дальность транспортирования; $L_{х.х.}$ – длина холостого хода.

Отвал срезает грунт, накапливает его впереди себя и перемещает его. Профиль отвала подбирают таким образом, чтобы срезаемый грунт от массива двигался по отвалу и обрушался по направлению движения бульдозера.

Производительность бульдозера зависит от формы отвала, длины транспортирования, свойств грунта (песок, глина или суглинок), работы под уклон или подъём.

Вырезание (набор) грунта производят на первой передаче ($0,7 \div 1,3 \text{ м/с}$). Если позволяют условия, то выгодно набирать грунт под уклон. Длина пути набора составляет $6 \div 10 \text{ м}$. При наборе грунта срезают слой переменного сечения: в начале глубиной на $25 \div 30\%$ больше, чем в конце.

Перемещение грунта на короткие расстояния и на участках с подъёмом производят на первой передаче, при значительных расстояниях – на второй или третьей. Перемещение часто выполняют с непрерывным дополнительным подрезанием грунта на глубину $5\div 10$ см для компенсации потерь из призмы волочения. Потери грунта при перемещении уменьшают также некоторые технологические приёмы, такие, как перемещение грунта в траншее, промежуточным накоплением грунта и др.



Рис. 19. Бульдозер «Komatsu»

Мощные бульдозеры имеют большую производительность и лучшие удельные показатели эффективности, но реализовать свои преимущества они могут только на объектах с большим объёмом работ.

Гусеничный движитель по сравнению с колёсным обеспечивает большую силу тяги при одинаковой мощности двигателя, но колёсный развивает большую скорость движения. В зависимости от условий работы, мощности движителя и типа отвала, набор грунта производят на скоростях $2,5\div 3,5$ км/ч для гусеничного движителя и $3,5\div 5$ км/ч для

колёсного бульдозера, перемещение грунта – на скоростях (соответственно) $2,5 \div 5$ и $5 \div 8$ км/ч, обратный (холостой) ход – на скоростях $5 \div 10$ и $10 \div 20$ км/ч.

Высокие рабочие скорости колёсных бульдозеров делают их рентабельными на достаточно больших расстояниях перемещения грунта – до 120м, но преимущества за счёт скорости могут быть реализованы при хорошем состоянии путей перемещения.

Наибольший эффект гусеничные бульдозеры показывают при перемещении грунта на расстояние до $20 \div 40$ м, колёсные - $40 \div 60$ м.

Компенсировать недостаточное число мощных машин, а также подобрать типоразмер машин в зависимости от вида выполняемых работ позволяет временное объединение отдельных машин в отдельный функциональный агрегат. Примерами агрегатирования двух бульдозеров является последовательное (тандемное) соединение (рис. а) и соединение параллельное («бок о бок»). Последние могут иметь общий отвал, как это показано на (рис. б), или осуществлено объединение тракторов шарнирными балками, а отвалов шарниром или гибкими связями (рис. в). Машины легко разъединяются для раздельного использования, ремонта или транспортирования.

Тандемное соединение обеспечивает концентрацию на стандартном отвале повышенной силы тяги; оно эффективно при разработке прочных грунтов. Параллельное соединение увеличивает объём призмы волочения не в 2, а в $3 \div 3,5$ раза по сравнению с объёмом одиночного бульдозера, а также позволяет на $20 \div 40\%$ увеличить дальность перемещения грунта. Применять сдвоенные бульдозеры целесообразно на объектах с большим объёмом работ или на увеличенных дальностях перемещения. Частичный эффект работы сдвоенных бульдозеров с повышением производительности на $15 \div 25\%$ даёт перемещение грунта двумя несвязанными параллельно движущимися бульдозерами. Расстояния между торцами отвалов при этом не должно превышать $30 \div 50$ см в связных грунтах и $15 \div 30$ см в сыпучих.

Бульдозеры могут оснащаться автоматическими системами управления рабочим оборудованием. Серийно выпускаемая система «Автоплан 1» автоматически изменяет положение отвала при наезде на неровности грунта, тем самым улучшая планирующую способность бульдозера. «Автоплан 1» также формирует продольный профиль земляного полотна путём стабилизации отвала под заданным углом.

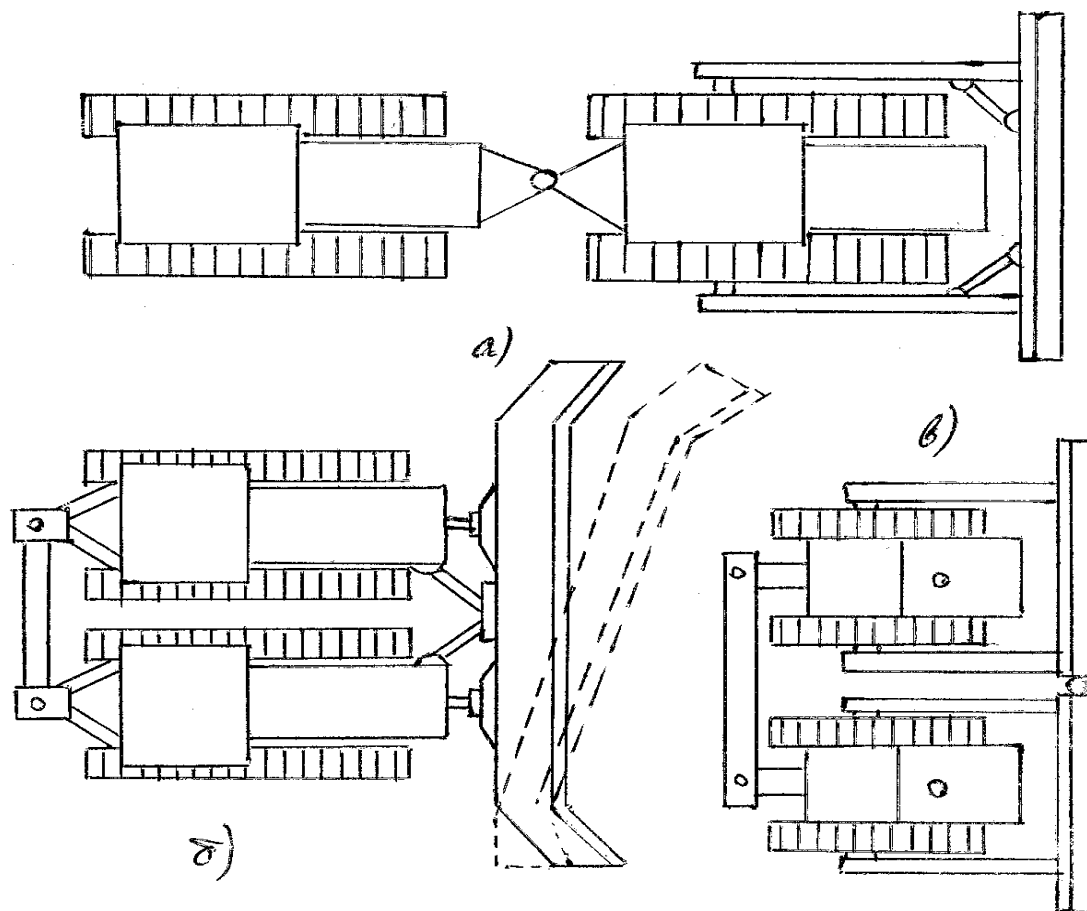


Рис.20 Схемы сдвоенных отвалов:

а – последовательная («тандем»); параллельная («бок о бок») с одним отвалом; в – параллельная с объединёнными отвалами.

Практическое занятие № 14 «Изучение конструкции транспортных и грузоподъемно-монтажных машин.»

Цель работы: Изучить конструкции транспортных и грузоподъемно-монтажных машин.

Краны – трубоукладчики представляют собой специальные самоходные гусеничные машины с боковой стрелой, которые являются основными грузоподъемными средствами при сооружении магистральных трубопроводов. Они предназначены для укладки в траншею трубопроводов, для сопровождения очистных и изоляционных машин; поддержания трубопроводов при сварке, погрузке – разгрузке труб и плетей, а также для выполнения строительно-монтажных работ при сооружении компрессорных и насосных станций, ГРС и других объектов нефтегазового комплекса.

Основные рабочие движения крана-трубоукладчика: подъём и опускание груза, передвижение крана вместе с грузом, изменение вылета стрелы с грузом.

Кроме основного грузоподъёмного оборудования краны-трубоукладчики могут быть оснащены бульдозерным, рыхлительным, бурильно-крановым и сваебойным оборудованием. С помощью навесного оборудования можно выполнять различные операции по срезке, рыхлению, перемещению грунта, засыпке траншеи, бурению шпур и скважин, забивке свайных оснований, а также использовать краны-трубоукладчики в качестве тягачей.

Основным силовым оборудованием кранов-трубоукладчиков служит дизельный двигатель базового трактора. Привод исполнительных механизмов кранов-трубоукладчиков может быть одномоторным (механическим) и многомоторным (гидравлическим). У кранов с механическим приводом подвеска грузовой стрелы гибкая, с гидравлическим – гибкая и жёсткая.

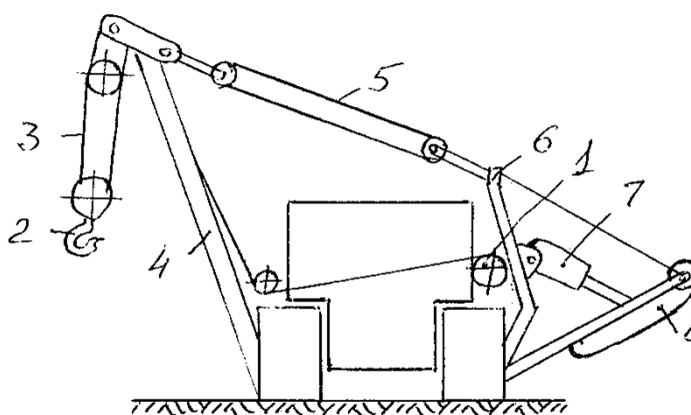


Рис. 21 Кран-трубоукладчик

1 – узлы трансмиссии; 2 – крюковая обойма; 3 – грузовой полиспаст; 4 – стрела А-образной формы; 5 – стреловой рама; 6 – гидроцилиндр; 7 – гидроцилиндр; 8 – контргруз.



Рис. 22.. Кран – трубоукладчик «Четра»

Каждый кран-трубоукладчик (рис.) состоит из базовой машины, навесного грузоподъемного оборудования, трансмиссии и органов управления. Краны-трубоукладчики базируются на серийно выпускаемых промышленных гусеничных тракторах трубоукладочных модификаций, высокие ходовые качества которых (большая сила тяги, хорошая проходимость, незначительное удельное давление на грунт около 2 кгс/см^2) позволяют вести строительство трубопроводов круглый год в различных климатических условиях, в условиях пересечённой местности, бездорожья и слабых грунтов. Гусеничные ходовые тележки базовых тягачей имеют, как правило, жёсткую подвеску, расширенную колею, увеличенную базу, дополнительные бортовые редукторы для повышения тягового усилия, ходоуменьшители для получения «ползучих» скоростей передвижения в диапазоне $0,1 \div 0,6 \text{ км/ч}$. Некоторые модели современных трубоукладчиков имеют специальное гусеничное шасси с изменяемой колеёй гусеничного хода, что обеспечивает таким машинам повышенный момент устойчивости.

Грузоподъемное оборудование крана-трубоукладчика монтируется на специальной раме 6 и включает грузовую неповоротную в плане стрелу 4 А-образной формы, механизмы изменения вылета стрелы и подъёма груза, контргруз 8 с устройством 7 для его откладывания, узлы трансмиссии 1 и управления.



Рис. 23 Кран – трубоукладчик «Komatsu»

Грузовая стрела представляет собой плоскую цельносварную конструкцию, из двух наклонно поставленных балок, круглого или прямоугольного сечения, соединённых поперечными связями в верхней и нижней частях. Нижний широкий конец стрелы шарнирно крепится на двух кронштейнах гусеничной тележки или рамы с левой стороны по ходу движения машины. Подъём и опускание (изменение вылета) стрелы с гибкой подвеской осуществляется стреловой лебёдкой через полиспаст 5, с жёсткой подвеской – силовым гидроцилиндром (гидроцилиндрами) двухстороннего действия. В головной части грузовой стрелы установлен грузовой полиспаст 3 с крюковой обоймой 2. Способ подвески стрелы определяет конструкцию лебёдки трубоукладчика. При гибкой подвеске стрелы лебёдка имеет два барабана – стреловой и грузовой, установленные на одном валу. Наличие силового гидроцилиндра для изменения вылета стрелы позволяет выполнять лебёдки однобарабанные, предназначенные только для подъёма груза. Грузоподъёмность кранов-трубоукладчиков $3 \div 90$ т.

Стреловые самоходные краны предназначены для монтажа строительных конструкций, ремонтных работ, погрузки и разгрузки штучных грузов, при оборудовании грейфером – сыпучих и мелкокусковых материалов.

Данные краны представляют собой стреловые или башенно-стреловое крановое оборудование, смонтированное на самоходном гусеничном или пневмоколёсном шасси. Широкое распространение стреловых самоходных кранов обеспечили: автономность привода, большая грузоподъёмность (до 160 т), способность передвигаться вместе с грузом, высокая маневренность и мобильность, широкий диапазон параметров, лёгкость перебазировки с одного объекта на другой, возможность работы с различными видами сменного рабочего оборудования (универсальность) и т.п.

Различают стреловые самоходные краны общего назначения для строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ широкого профиля и специальные для выполнения технологических операций определённого вида (краны-трубоукладчики, железнодорожные, плавучие и т.п.).

Краны общего назначения классифицируются по грузоподъёмности – на лёгкие (грузоподъёмность до 10 т), средние (грузоподъёмностью $10 \div 25$ т) и тяжёлые (грузоподъёмностью от 25 т и более); по типу ходового устройства – на гусеничные, пневмоколёсные, тракторные (навесные на серийные тракторы), на базе стандартного или специального шасси автомобильного типа; по виду привода – с одно моторным (механическим) и много моторным (дизель-электрическим или гидравлическим) приводом; по способу подвески стрелового оборудования – с гибкой подвеской при помощи канатного полиспаста и с жёсткой подвеской при помощи гидравлических цилиндров.

Основные параметры стреловых самоходных кранов стандартизованы ГОСТ 9692 – 71, предусматривающим девять размерных групп кранов грузоподъемностью 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160т и более. Указанная грузоподъемность кранов является максимально допустимой при минимальном вылете стрелы (крюка).

Стреловые самоходные краны могут осуществлять следующие рабочие операции: подъём и опускание груза; изменение угла наклона стрелы при изменении вылета L ; поворот стрелы в плане на 360° ; выдвижение телескопической стрелы с грузом (у автокранов); передвижение крана с грузом. Отдельные операции могут быть совмещены (например, подъём груза или стрелы с поворотом стрелы в плане). Ходовые устройства пневмоколёсных кранов снабжаются выносными опорами – аутригерами **1** (рис.) в виде поворотных (откидных) или выдвижных кронштейнов с опорными винтовыми или гидравлическими домкратами на концах.

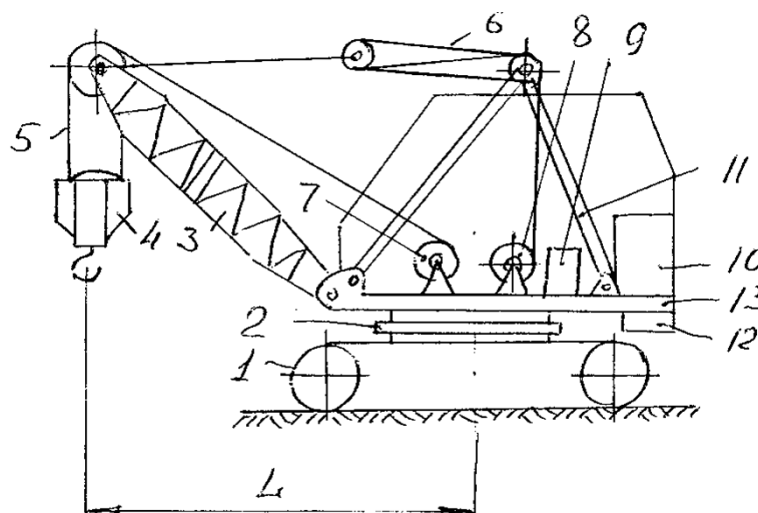


Рис. 24 Схема гусеничного крана с гибкой подвеской стрелового оборудования

1 – гусеничное ходовое устройство; **2** – опорно-поворотное устройство; **3** – стрела; **4** – крюковая подвеска; **5** – грузовой полиспаст; **6** – стрелоподъемный полиспаст; **7** – грузовая лебедка; **8** – стрелоподъемная лебедка; **9** – поворотный механизм; **10** – силовая установка; **11** – двухногая стойка; **12** – противовес; **13** – поворотная платформа.

Стреловой самоходный кран (рис.) состоит из следующих составных частей: ходового устройства, поворотной платформы (с размещением на ней силовой установкой, узлами привода механизмов и кабиной машиниста с пультами управления), опорно-поворотного устройства и сменного рабочего оборудования. Исполнительными механизмами кранов являются: механизм подъёма грузов; изменение вылета крюка, вращения поворотной платформы и передвижения крана.

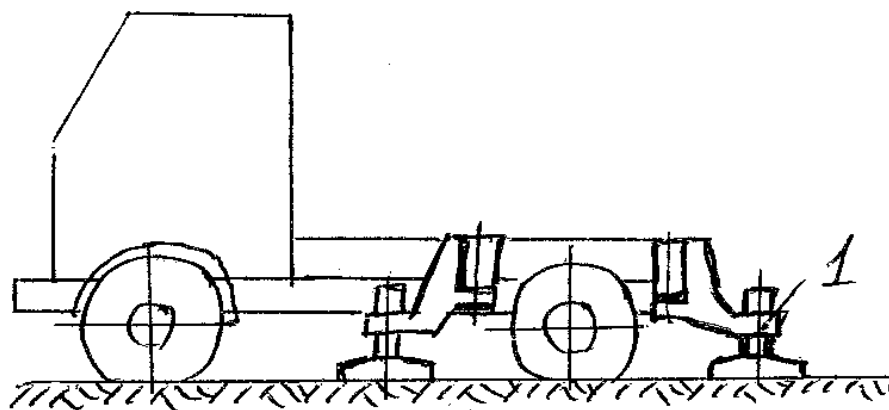


Рис. 25. Пневмоколёсное шасси с опорами-аутригерами.

Аутригеры 1 снижают нагрузки на пневмоколёса, увеличивают опорную базу и устойчивость крана. При работе без выносных опор грузоподъёмность крана резко снижается и составляет 40÷50% номинальной.

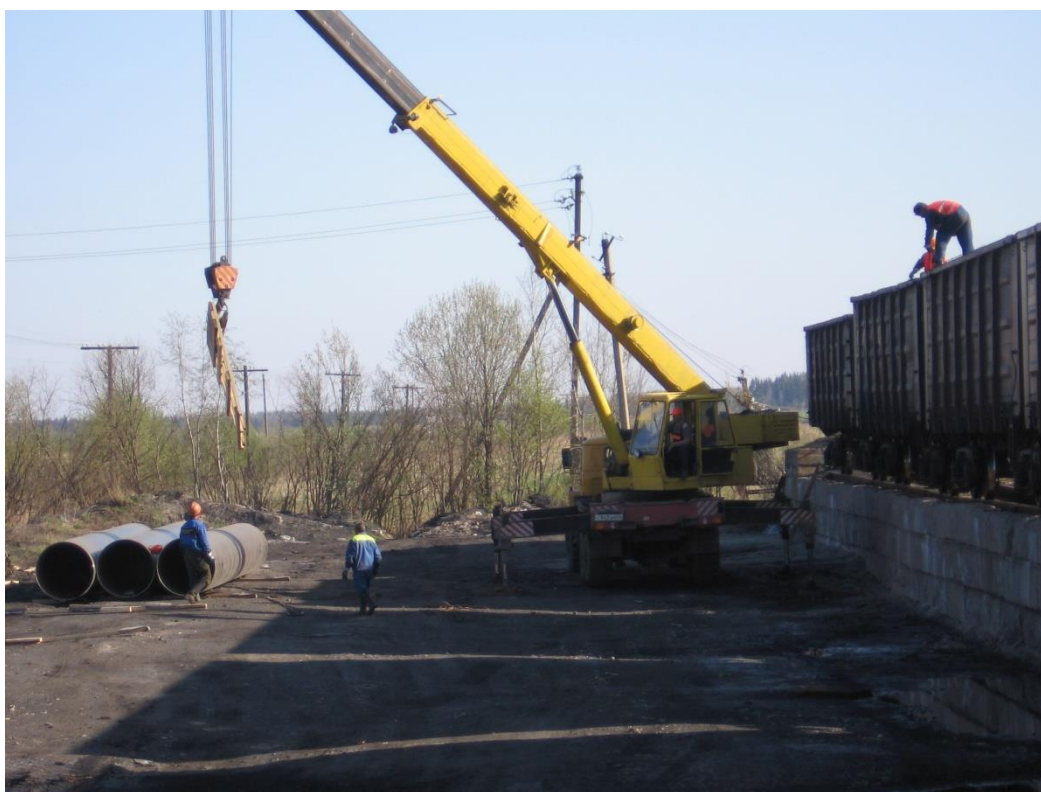


Рис. 26. Разгрузка труб из полувагонов автокраном

Практическое занятие № 15 «Изучение конструкции трубочистных машин»

Цель работы: Изучить конструкции трубочистных машин.

Трубоочистные машины обрабатывают поверхность трубопровода с помощью специального сменного инструмента: стальных скребков, плоских и круглых металлических щеток. Очистная машина смонтирована на металлической раме и снабжена размещенным сбоку выносным опорным колесом. Грунтовка подается из бака и ротором с помощью мягких брезентовых полотенец и травянистых щеток равномерно распределяется по поверхности трубопровода. [1]

Трубоочистные машины создают большое количество пыли, которую устраняют путем отсоса ее центробежными вентиляторами. [2]

Передвижные трубоочистные машины предназначены для очистки наружной поверхности газопроводов от ржавчины, окалины и грязи перед нанесением на них антикоррозионных покрытий, а также для грунтовки очищенного газопровода праймером. [3]

Трубоочистная машина С-238 (рис. 8.26) смонтирована на швеллерной раме, на которой установлены: двигатель, приводящий в движение ходовой механизм, рабочие органы с чистящим инструментом и аппарат для грунтовки, коробка автомобиля ГАЗ-51 для передачи вращательного движения от двигателя редукторам ходового механизма и сообщения им четырех рабочих скоростей и заднего хода, а также два червячных редуктора для понижения числа оборотов при передаче вращательного движения от коробки передачи к ходовым колесам. [4]

Скребок и щетка удаляют окалину и ржавчину, шарошки и полировщик от стенок загрязненности трубы. Трубоочистная машина С-238, как правило, очищает трубопровод и для прохода. На газопроводах большого диаметра она применяется только в исключительных случаях.

Трубоочистная машина С-238 (рис. 8.26) отличается от рассмотренной выше тем, что при помощи специального редуктора для ротора рабочих органов получают вращение и рабочие органы. Благодаря чему машина более универсальна и устойчива в работе, а эффективность очистки значительно выше.

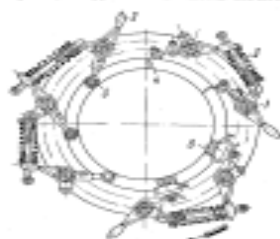


Рис. 8.26. Расположение скребков, шарошек и щеток в барабанах.
1 — скребок, 2 — шарошка, 3 — щетка, 4 — скребок, 5 — шарошка.

на ней смонтирован блок электродвигателя ГАЗ-204А. На горизонтальном роторе устанавливаются рабочие органы: скребок, а на вертикальном — полировщик и шарошки для окончательной очистки трубы.

Машина С-238 обеспечивает качественную очистку от окалины и ржавчины газопроводов диаметром 700—800 мм при условии, что загрязненность их не превышает одной миллионной толщины слоя. Благодаря чему значительно уменьшается время трубоукладчика.

В связи с более высокой эффективностью работы рассмотренных трубоочистных машин можно рекомендовать их применение.

[Расположение скребков, шарошек и щеток в барабанах.](#)

[5]

Трубоочистные машины С-238, как правило, очищают трубопровод в два прохода. На газопроводах больших диаметров они применяются весьма ограниченно. [6]

Такие *трубоочистные машины* применяются для очистки отдельных труб диаметром 600 - 700 мм и более. На тру-бозаготовительных базах для очистка труб диаметром до 600 мм устраиваются конвейеры (рис. 92), где процесс очистки происходит в общем потоке сварки, наложения грунтовки и изоляционного слоя с проверкой качества работ на каждой стадии специальными приборами. [7]



Схема машины для очистки труб и наложения грунтовки. [8]

Такая *трубоочистная машина* работает в комплекте с трубоукладчиком, который поднимает и поддерживает трубопровод во время прохода машины. [9]



Схема конвейера для изоляции стальных труб. [10]

Такие *трубоочистные машины* применяются для очистки отдельных труб диаметром 600 - 700 мм и более. На трубозаготовительных базах для очистки труб диаметром до 600 мм устраиваются конвейеры (рис. 73), на которых процесс очистки происходит в общем потоке сварки, наложения грунтовки и изоляционного слоя с проверкой качества работ на каждой стадии специальными приборами. [11]

Такая *трубоочистная машина* работает в комплекте с трубоукладчиком, который поднимает и поддерживает трубопровод во время прохода машины. При помощи этих машин можно очищать и изолировать трубы диаметром до 700 мм и более. [12]

Такие *трубоочистные машины* применяют для очистки отдельных труб диаметром 600 - 700 мм и более. На трубозаго-товительных базах трубы очищают на том же конвейере, да котором трубы покрывают грунтовкой и изоляционным слоем. Здесь специальными приборами проверяют качество работы на каждой стадии. [13]

Такие *трубоочистные машины* применяют для очистки отдельных труб диаметром 600 - 700 мм и более. [14]

Машинисту *трубоочистной машины* необходимо знать, что поверхностный слой труб значительно отличается от основной массы металла структурой, химическим составом и напряженным состоянием. [15]

Очистная машина ОМР

Очистная машина ОМР служит для очистки старой противокоррозионной изоляции разного типа (пластобит-40, битумное покрытие, ленточное полимерное покрытие и многое другое) с поверхности литейного участка магистрального трубопровода. На очистную машину могут устанавливаться щетки (или резцы) для того, чтобы окончательно очистить трубопровод. Данное оборудование выполняет непосредственные работы на бровке или в траншее. Самоходная установка с функциональными органами, выполненными в виде разъемных роторов, вращающихся в корпусах на опорных роликах - так выглядит специализированная очистная машина ОМР.

Основным преимуществом очистной машины является то, что «грейферное» раскрытие рабочих органов позволяет при помощи грузоподъемного средства установить на магистральный трубопровод **очистную машину ОМР** без какого-либо вмешательства в его целостность. Очистная машина данной модели может быть использована для работы с трубопроводами, диаметр снаружи которых составляет 720, 820, 1020, 1220, 1420 мм. Для крепления очистного инструмента на роторах специализированной очистной машины ОМР установлены инструментальные штанги (кронштейны).

Изменение скорости перемещения и вращения роторов, которое осуществляется за счет применения в конструкции представленной техники мотор-редукторов, позволяет регулировать скорость перемещения их по трубопроводу в пределах 65-270 м/час. Это и обеспечивает выполнение поставленных задач в максимально короткие сроки. Высококачественному выполнению непосредственных работ и устойчивости данной техники на трубопроводе способствует вращение в противоположные стороны относительно друг друга переднего и заднего роторов очистной машины ОМР. При продаже очистной машины ОМР, по индивидуальному заказу, ее можно исполнить с четырехступенчатой коробкой передач в механизме перемещения и с двухступенчатой коробкой передач в механизмах электропривода роторов.

Очистная машина ОМР отлично зарекомендовала себя среди аналогов других производителей. Одной из отличительных черт такой техники является повышенная производительность труда, что обуславливается снижением времени на дополнительные операции. Безопасность процессов в данном оборудовании достигается установкой электрооборудования во взрывозащищенном исполнении. Надежность функционирования приводов роторов очистной машины ОМР повысилась благодаря применению закрытых зубчатых передач, работающих в масляной ванне. Данная техника также отличается своей надежностью, так как при ее изготовлении использовались современные технологии и качественные материалы. При возникновении необходимости купить **очистную машину ОМР** необходимо также обратить внимание на пульт управления ее функциями. Он смонтирован на выносной штанге, угол установки и длина которой определяется размерами траншеи, и варьируются телескопическими элементами.

Продажей очистных машин ОМР занимается наша компания. Наши менеджеры смогут предоставить всю необходимую информацию по интересующим Вас вопросам, которые касаются данной техники. Наша компания поможет Вам купить **очистную машину ОМР** на максимально выгодных условиях и с удобными для Вас сроками поставки. Под продажей очистных машин ОМР в нашей организации подразумевается индивидуальный подход к каждому клиенту. При обращении в нашу организацию Вы можете рассчитывать на высококвалифицированную информационную консультацию о порядке приобретения, технических характеристиках и эксплуатационных особенностях данной техники. В разделе «Контакты» Вы сможете найти контактные номера телефонов и адрес электронной почты для связи с нами.

Модификации очистной машины ОМР:

ОМР-820

ОМР-1220

ОМР-1420

Статья Очистная машина ОМР

Технические характеристики очистной машины ОМР-820

Наружный диаметр трубопровода, мм	720, 820
Скорость перемещения по трубопроводу, м/час	65-270
Установленная мощность, кВт	32,2
Преодолеваемый уклон трубопровода, град.	30
Степень очистки поверхности по ВСН 008-88	3
Габаритные размеры, мм (без штанги управления, пилота)	2960x1670x1858
Габаритные размеры штанги управления для транспортировки, мм	3500
Габаритные размеры пилота, мм	8000
Масса, кг	2550

Технические характеристики очистной машины ОМР-1220

Наружный диаметр трубопровода, мм	1020, 1220
-----------------------------------	------------

Скорость перемещения по трубопроводу, м/час	53,82,96,126
Установленная мощность, кВт	46,2
Преодолеваемый уклон трубопровода, град.	20
Степень очистки поверхности по ВСН 008-88	4
Габаритные размеры, мм (без штанги управления, пилота)	3804x2340x2525
Габаритные размеры штанги управления для транспортировки, мм	3500
Габаритные размеры пилота, мм	8000
Масса, кг	5100

Технические характеристики очистной машины ОМР-1420	
Наружный диаметр трубопровода, мм	1220, 1420
Скорость перемещения по трубопроводу, м/час	53,82,96,126
Установленная мощность, кВт	62,2
Преодолеваемый уклон трубопровода, град.	20
Степень очистки поверхности по ВСН 008-88	4
Габаритные размеры, мм (без штанги управления, пилота)	4000x2900x2700
Габаритные размеры штанги управления для транспортировки, мм	3500
Габаритные размеры пилота, мм	8000
Масса, кг	5300

Практическое занятие № 16 *«Изучение конструкции трубоизоляционных машин»*

Цель работы: Изучить конструкции трубоизоляционных машин.

Изоляционные машины предназначены для нанесения на поверхность трубопроводов пластичные изоляционные покрытия на основе битумов, и формировать слой изоляционного покрытия объёмной обечайкой. Одновременно эти машины могут обматывать трубопровод рулонными материалами. При необходимости эти машины при

незначительной их модернизации могут быть использованы для наложения на трубу изоляционных покрытий из липких полимерных лент.

В настоящее время при изоляции или переизоляции линейной части магистральных трубопроводов используются изоляционные машины ПТ-НН. Основными рабочими органами этих машин являются объёмная обечайка, обмоточное устройство и система подачи мастики. Двигатель, трансмиссия и остальные механизмы выполняют в них подсобную роль – обеспечивают бесперебойное действие рабочих органов.

Технические характеристики машин приведены в таблице.

Таблица Технические характеристики изоляционных машин

[illegible]

Основные узлы всех машин имеют один и тот же принцип действия и отличаются друг от друга габаритными размерами.

1. Изоляционная машина для нанесения битумно-мастичной изоляции ПТ-НН 1220 И.

Назначение машины – нанесение пластичного изоляционного материала (на основе битумов) методом экструдирования с одновременным нанесением защитной ленточной обёртки на поверхность трубопровода диаметром 1220мм при капитальном ремонте по замене изоляционного покрытия на действующих трубопроводах.

Машина применяется в комплексе с грунтовочной машиной, автоматизированным плавильным электрическим котлом, а также с другими машинами, выполняющими комплекс работ, связанных с капитальным ремонтом в условиях траншеи.

Машина может быть использована при строительстве трубопроводов. Для этого на машине необходимо смонтировать строительную поддержку и заменить штангу на строительную штангу с перестановкой пульта управления и тросика привода клапана подачи мастики.

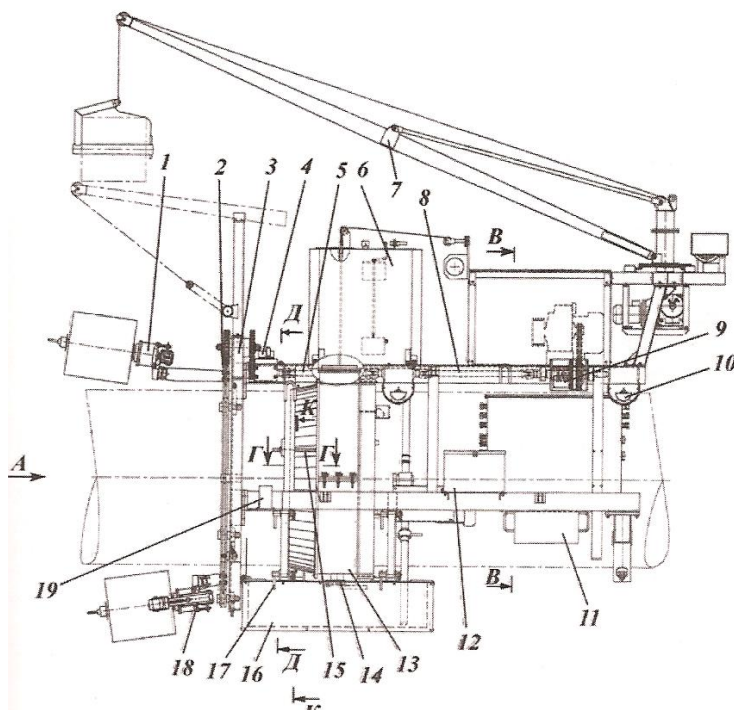


Рис. 1 Конструктивная схема изоляционной машины.

1, 18 – шпуля; 2 – ротор шпуледержателя; 3 – корпус ротора; 4 – редуктор; 5 – рама; 6 – бак; 7 – устройство загрузки; 8 – машина изоляционная; 9 – табличка; 10 – ходовой механизм; 11 – противовес; 12 – ящик ЗИП; 13 – камера; 14 – заслонка; 15 – шпилька; 16 – поддон; 17 – штырь; 19 – пенал.

Машина состоит из следующих составных частей: машины изоляционной 8, устройств загрузки 7 и шпуледержателя со шпулями 1, 18.

Изоляционная машина обеспечивает перемещение машины по трубопроводу и нанесение пластичного изоляционного материала методом экструдирования с одновременным нанесением защитной ленточной обёртки на поверхность трубы или армирующего материала и защитной обёртки.

Устройство загрузки обеспечивает установку на шпуледержатель машины рулонов армирующего материала и обёрточной ленты.

Взаимодействие механизмов и узлов машины осуществляется в соответствии с кинематической схемой.

Машина изоляционная состоит из сварной рамы, на которой крепятся двигатель, коробка передач, ходовой механизм, бак с кольцевой разъёмной камерой, цепные и карданные передачи и насосный агрегат. В насосный агрегат входят насос с двигателем, трёхходовой кран, патрубок нижний и трубопроводная арматура, связывающая насос с баком. К заднему торцу рамы прикреплен корпус ротора, в котором на роликах вращается ротор шпуледержателя для размещения шпуль. В передней части рамы расположено устройство загрузки шпуль рулонами лент.

На раме крепится шкаф пускозащитной аппаратуры, в котором смонтирована пускозащитная и коммутационная аппаратура электрооборудования, штанга с пультом управления и рычагом привода открывания клапана подачи мастики.

Движение машины по трубопроводу происходит с помощью ходового механизма. Привод на ротор и ходовые колёса осуществляется через редуктор и коробку передач с помощью цепных передач от единого двигателя.

Машина имеет две скорости движения. В передней части для устойчивого её движения машина снабжена опорой.

Устройство нанесения мастичного слоя на трубопровод состоит из камеры, поддона для приёма мастики из котла и сбора излишка мастики при нанесении её на трубопровод и расходно-накопительного бака, связанного с поддоном через насосный агрегат.

Камера выполнена в виде охватывающей трубопровод разъёмной ванны П-образного сечения, снабжённой на торцах задним калибровочным и передним уплотнениями.

Заднее калибровочное уплотнение выполнено в виде кругового набора тридцати шести пружинных пластин, которые формируют слой мастичного покрытия на трубопроводе. Толщина слоя зависит от температуры мастики и зазора между пластиной и поверхностью трубы. Пластины охвачены снаружи фартуком, который прижимается к пластинам пружинами. Регулировка зазора осуществляется посредством регулировочных болтов, установленных на каждой пластине, взаимодействующих с качающимися упорами, опирающимися на поверхность трубы.

Расходно-пополнительный бак имеет заправочный патрубок и подающую горловину, в которой установлен запорный клапан с приводной тягой, которая посредством троса, проходящего через систему роликов, связан с рычагом управления, установленным на штанге.

С целью обеспечения автоматического управления уровнем мастики в баке установлены два подвижных поплавка, взаимодействующих с бесконтактными индуктивными конечными выключателями.

Контроль и автоматическое поддержание температуры в составляющих устройства нанесения мастичного слоя: бака, камеры, поддона и насосного агрегата осуществляется с помощью автоматической системы регулирования температуры. Автоматическая система регулирования температуры состоит из многоканального термометра ТМ5132 и датчиков температуры, расположенных соответственно в баке, камере, поддоне и насосе.

Сигналы от датчиков поступают в прибор, где происходит измерение текущей температуры объекта регулирования и выдача сигнала на включение или отключение нагрева. Если температура объекта ниже установленного предела регулирования, то прибор выдаёт команду на включение нагрева объекта регулирования. Когда температура объекта регулирования достигает верхнего установленного предела, прибор выдаёт команду на отключение нагрева. Далее идёт процесс остывания. Когда температура объекта регулирования опустится ниже установленного предела, прибор выдаст команду на включение нагрева. Далее процесс повторится по приведённому выше циклу.

Таким образом, установленная на трубопроводе и отрегулированная машина, с предварительно разогретыми составляющими мастичного покрытия, перемещается вдоль трубопровода, после временной выдержки, необходимой для гарантированного смачивания всей поверхности трубопровода, находящейся в камере. При движении машины происходит последовательный облив необходимым объёмом по всей поверхности трубопровода в перемещающейся камере и последующее калибрующее формирование мастики в изоляционный слой заданной толщины.

Нанесение на трубопровод защитной ленты осуществляется вращением шпуль вокруг трубопровода при поступательном движении машины. Управление машиной осуществляется с бровки траншеи при помощи штанги и пульта управления.

Одним из важных элементов машины являются шпули, устанавливаемые на шпуледержатели.

Шпуледержатель служит для нанесения рулонного материала на поверхность трубопровода после нанесения слоя мастики. На машине предусмотрено двухслойное покрытие, для чего на шпуледержателе установлены две шпули. В качестве рулонного материала могут быть использованы сетка армирующая и обёртка или два слоя обёртки. Каждая из шпуй установлена с помощью стоек на роторе. На короткой стойке установлена шпуля с пружиной, обеспечивающей меньшее натяжение плёнки.

Загрузка шпуй рулонными материалами осуществляется загрузочным устройством, которое представляет собой сварную раму, с установленным поворотным механизмом, приводом подъёма и приводом поворота.

Управление устройством осуществляется с пульта управления машины, на панели которой расположен шильдик «ПОДАЧА ШПУЛЬ» с кнопками вверх, вниз привода подъёма и вправо, влево привода поворота.

В транспортном положении стрела располагается вдоль машины и крепится за опору.

Машина выполнена в разъёмном варианте и легко устанавливается на ремонтируемый трубопровод. Установка машины осуществляется в определённом порядке.

Предварительно необходимо проверить расстояние от дна траншеи до нижней образующей трубы. Для нормальной работы машины оно должно быть не менее 600мм. Установить поддон под трубу. Положить нижнюю часть камеры в поддон. Установить машину над поддоном. Смонтировать нижнюю часть ротора, нижнюю часть корпуса ротора, опору. Соединить верхнюю и нижнюю части камеры. Закрепить поддон с помощью штырей и подвесов. Установить нижний патрубок. Снять транспортную поддержку и убрать в ящик ЗИП. Вывернуть из резьбовых отверстий корпуса ротора фиксаторы, обеспечив зазор между зубьями ротора и фиксаторами 15...20мм, и законтрить контргайками. Установить опору и противовес с пультом управления. Закрепить конец троса привода клапана на рычаге, установленном на штанге. Установить на ротор шпули. Проверить натяжение цепей и ремней.

После установки машины на трубу на неё навешиваются шпули.

Угловое положение шпуй относительно оси трубопровода, обеспечивающее качественное наложение рулонных материалов, необходимое усилие натяжения материала и нахлест для определённого диаметра трубы и ширины ленты устанавливаются на заводе-изготовителе. В процессе эксплуатации машины могут быть применены рулонные материалы различных типов и ширины. Усилие натяжения и угол наклона шпуй можно регулировать для каждого отдельного случая.

Регулировка углового положения шпуй производится вращением гаек, установленных на болтах до исчезновения гофр на изоляционном материале, нанесённом на поверхность трубы.

Незначительную корректировку натяжения ленты производят вращением гайки, на которую нанесены кольцевые риски, обозначенные цифрами 1, 2, 3, 4, 5. Риска 3 соответствует исходному натяжению. При установке гайки на рисках 1, 2 натяжение увеличивается, на рисках 4, 5 – уменьшается. При существенном изменении натяжения, которое может возникнуть, например, при переходе на другой тип изоляционного материала, необходимо произвести смену пружин и втулок. Для удобства подбора пружина и втулка окрашены эмалью одного цвета.

Величина нахлёста (ширина перекрытия ленты) может меняться при изменении ширины ленты. При необходимости регулировка нахлёста производится подбором звёздочек, на заводе-изготовителе.

Мастика на трубу наносится толщиной определённого слоя, которую можно изменять в большую или меньшую сторону. При необходимости изменения толщины мастичного покрытия производят регулировку зазора между пластинами заднего фланца камеры и трубой.

При разогреве, особенно при установке максимальных значений пределов температуры поддона, при работе в условиях отрицательных температур, электронагреватели поддона могут находиться постоянно во включенном состоянии, а его температура может быть ниже установленных пределов. Это не влияет на работоспособность машины и не является дефектом.

2. Машина изоляционная ручная МИР 2.

Машина предназначена для нанесения любого ленточного изоляционного покрытия на действующем трубопроводе при капитальном ремонте в условиях траншеи. Масса машины 132кг.

Машина состоит из следующих основных узлов: каркаса, шести опорных стальных роликов, шести роликов прижимных резиновых, четырёх зажимов с рукоятками, двух опор и съёмной оси для установки рулона ленты.

Каркас представляет собой сварную конструкцию из стального листового профиля. Для обеспечения его установки на трубу выполнен из двух половин, соединяемых специальными быстросъёмными зажимами.

Ролики опорные и прижимные установлены на каркасе под определённым углом к оси трубы, что обеспечивает перемещение машины при её вращении вдоль трубы с определённым шагом. Угловое положение роликов регулируется для обеспечения требуемого нахлёста плёнки. Кроме того, прижимные резиновые ролики, обкатываясь по плёнке, обеспечивают сплошное её прикатывание.

Съёмная ось для установки рулона плёнки снабжена тормозным устройством. Усилие натяжения плёнки регулируется специальной прижимной гайкой. Кроме того на оси, параллельной ей установлен ролик на подшипниках, предназначенный для смотки антиадгезивной бумаги, которая является составной частью плёнки ЛИАМ. Ось с рулоном плёнки устанавливается на опоры и фиксируется специальным зажимом.

Вращая машину, нанести изоляционную плёнку на трубу, при этом бумага должна наматываться на ролик. При необходимости, для получения качественного покрытия, произвести регулировку положения оси, углового положения роликов, натяжения роликов, нахлёста плёнки.

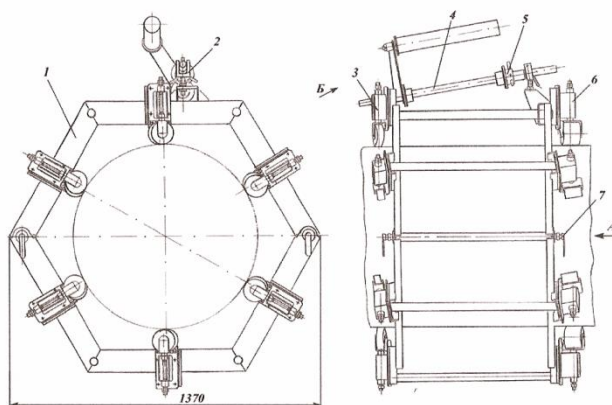


Рис. 2. Машина изоляционная ручная.

1 – каркас; 2 – опора; 3 – ролик опорный; 4 – ось; 5 – гайка; 6 – ролик прижимной; 7 – зажим.

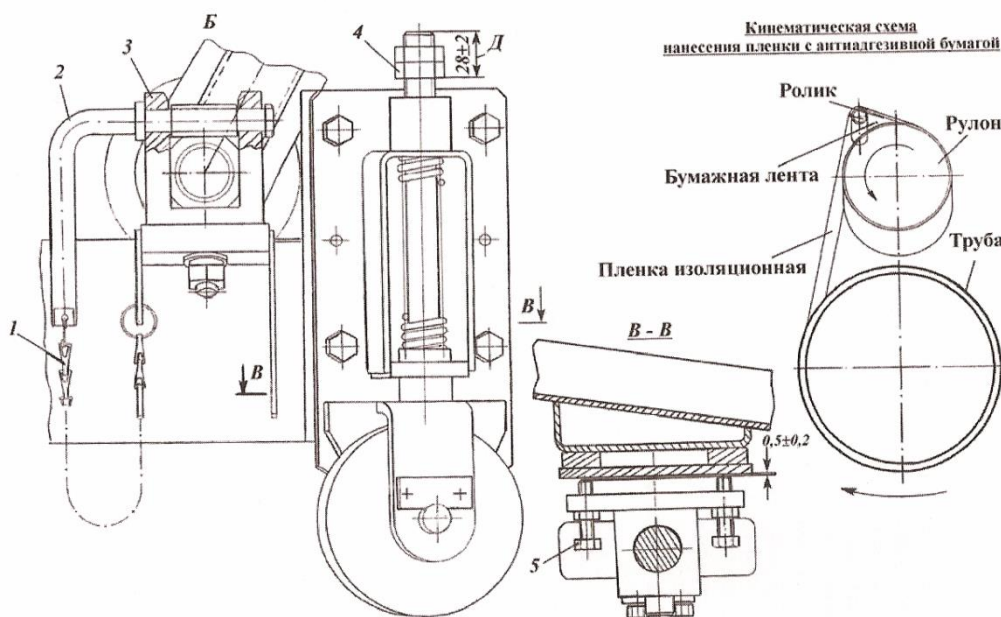


Рис. 3. Машина изоляционная ручная.

1 – цепь; 2 – зажим; 3 – опора; 4 – гайка; 5 – регулировочный болт.

Практическое занятие № 18 «Изучение схем очистки внутренней полости газонефтепроводов»

Цель работы: Изучить схемы очистки внутренней полости газонефтепроводов

В процессе эксплуатации происходит постепенное уменьшение пропускной способности трубопроводов в связи: с накоплением отложений парафина, с повышением шероховатости стенок труб в результате их внутренней коррозии и накопления продуктов коррозии и механических примесей, а также скопления в низких местах трубопроводов воды, а в верхних точках трубопроводов воздушных пробок. Уменьшение пропускной способности ведет к резкому снижению эффективности работы трубопроводов, существенному увеличению затрат на прокачку нефтесодержащей жидкости. Накопление отложений в продуктопроводах, кроме этого приводит к ухудшению качества перекачиваемых продуктов из-за загрязнения их механическими примесями.

С целью поддержания пропускной способности и предупреждения скапливания воды и внутренних отложений, а также для подготовки участка нефтепровода к внутритрубной инспекции и переиспытаниям должна проводиться очистка внутренней полости магистрального нефтепровода пропуском очистных устройств.

Существуют следующие виды очистки:

- периодическая – для удаления парафиновых отложений, скоплений воды и газа с целью поддержания проектной пропускной способности нефтепроводов и предупреждения развития внутренней коррозии трубопроводов;
- целевая – для удаления остатков герметизаторов после проведения ремонтных работ на линейной части магистральных нефтепроводов;
- преддиагностическая – для обеспечения необходимой степени очистки внутренней полости нефтепровода в соответствии с техническими характеристиками внутритрубных инспекционных приборов.

Очистка производится в соответствии с разработанными и утверждёнными главным инженером эксплуатирующей организации инструкциями для каждого участка магистральных нефтепроводов.

Периодическая и преддиагностическая очистка трубопровода осуществляется пропуском не менее двух очистных устройств в соответствии с Положением о проведении работ по очистке внутренней полости магистральных нефтепроводов. Время между пуском очистного устройства с закрытыми байпасными отверстиями на нём и очистного устройства с открытыми байпасными отверстиями не должно превышать 24 часа.

Целевую очистку допускается проводить пропуском одного очистного устройства с закрытыми байпасными отверстиями.

Планирование работ по очистке нефтепровода проводится путём формирования годового и на его основе месячных планов работ с учётом:

- требований периодической очистки;
- годового плана внутритрубной диагностики;
- необходимости проведения целевой очистки после проведения ремонтных работ в соответствии с планом остановок нефтепровода.

При наличии на участках нефтепроводов резервных ниток подводных переходов через реки и болота, лупингов и обводных линий сначала планируется их очистка, а потом очистка непосредственно участка. Лупинги, резервные нитки и перемычки между

параллельными трубопроводами должны быть отключены от основного трубопровода на период прохождения очистных устройств, калибров и диагностических приборов.

Для восстановления качества нефти (содержание солей, механических примесей, воды и пр.), ухудшающегося в процессе очистки, разрабатываются мероприятия по исправлению качества некондиционной нефти. Мероприятия должны предусматривать выделение свободных резервуаров для локализации некондиционной нефти, организацию дополнительного контроля качества нефти, компаундирование и другие работы до доведения качества нефти до установленных норм. Очистка нефтепроводов должна выполняться очистными устройствами, имеющими полный комплект разрешительной и эксплуатационной документации, в том числе:

- сертификат соответствия государственным стандартам;
- разрешение Госгортехнадзора России на применение;
- заключение о взрывобезопасности;
- паспорт;
- формуляр;
- руководство по эксплуатации;
- инструкция по монтажу;
- ведомость запасных принадлежностей;
- ведомость эксплуатационных документов.

Очистные устройства рекомендуется оборудовать низкочастотными передатчиками во взрывозащищённом исполнении, которые в комплекте с наземными переносными детекторами позволяют контролировать прохождение очистных скребков по участку нефтепровода и обнаруживать места их возможной остановки (застревания).

Периодичность очистки определяется индивидуально для каждого нефтепровода в зависимости от особенностей его эксплуатации и свойств перекачиваемого продукта, но не реже одного раза в квартал.

При снижении пропускной способности в нефтепроводах в промежутках между периодическими очистками на 2 % и более необходимо проводить внеочередные очистки.

Для освобождения от воды внутренней полости нефтепровода, работающих на сниженных режимах, рекомендуется 1 раз в неделю вести перекачку нефти по схеме «через резервуары» со скоростью более 1,5 м/с в течение не менее 2 часов.

При проведении очистки оформляют следующую документацию:

- акт готовности очистного скребка к пропуску;
- акт готовности трассы к пропуску очистного скребка;
- акт приёма очистного скребка.

трубопровод полость очистка

1. Способы очистки внутренней полости трубопроводов

Очистка полости трубопроводов выполняется одним из следующих способов:

- промывкой с пропуском очистных поршней или поршней-разделителей;

- продувкой с пропуском очистных поршней, а при необходимости и поршней-разделителей;
- продувкой без пропуска очистных поршней.

Очистка полости линейной части и лупингов нефтепроводов, газопроводов и нефтепродуктопроводов должна, как правило, выполняться продувкой воздухом с пропуском ерша-разделителя.

1.1 Технология проведения очистки

Промывка или продувка осуществляется одним из следующих способов:

- с пропуском очистного или разделительного устройства;
- без пропуска очистного или разделительного устройства.

Промывку и продувку с пропуском очистных или разделительных устройств следует выполнять на трубопроводах диаметром 219 мм и более.

Промывку и продувку без пропуска очистных или разделительных устройств допускается производить:

- на трубопроводах диаметром менее 219 мм;
- на трубопроводах любого диаметра при наличии крутоизогнутых вставок радиусом менее пяти диаметров трубопровода или при длине очищаемого участка менее одного километра.

Очистку полости подводных переходов трубопроводов диаметром 219 мм и более, прокладываемых с помощью подводно-технических средств, производят:

- промывкой с пропуском поршня-разделителя в процессе заполнения водой для проведения первого этапа гидравлического испытания;
- продувкой с пропуском поршня или протягиванием очистного устройства перед проведением первого этапа пневматического испытания.

Промывка

Промывке подвергают трубопроводы любого назначения, испытание которых предусмотрено в проекте гидравлическим способом.

Пропуск очистного или разделительного устройства по трубопроводу осуществляется под давлением жидкости, закачиваемой для гидравлического испытания.

Впереди очистного или разделительного устройства для смачивания и размыва загрязнений заливают воду в объеме 10-15 % объема полости очищаемого трубопровода.

Принципиальная схема производства работ при промывке с пропуском очистного или разделительного устройства приведена на рис. 1.

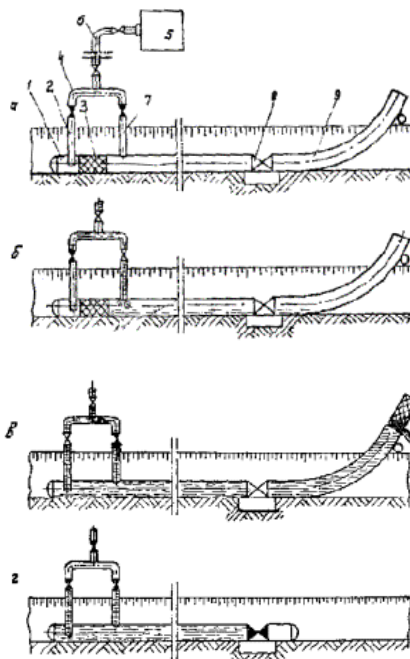


Рис.4. Принципиальная схема производства работ при промывке трубопроводов:

а - подготовка участка к проведению промывки; б - подача воды перед поршнем-разделителем; в - пропуск поршня-разделителя в потоке воды; г - подготовка участка к испытанию; 1 - очищаемый участок; 2 и 7- перепускные патрубки с кранами; 3 - поршень-разделитель; 4 -коллектор; 5 - наполнительные агрегаты; 6 - подводный насос; 8- линейная арматура; 9 -сливной патрубок.

Пропуск очистного или разделительного устройства в потоке жидкости обеспечивает удаление из трубопровода не только загрязнений, но и воздуха, что исключает необходимость установки воздухопускных кранов (кроме кранов, предусмотренных проектом для эксплуатации), повышает надежность обнаружения утечек с помощью манометров.

Промывка считается законченной, когда очистное или разделительное устройство выйдет из трубопровода не разрушенным.

При промывке без пропуска очистного или разделительного устройства качество очистки обеспечивается скоростным потоком жидкости.

Принципиальная схема промывки без пропуска очистных и разделительных устройств приведена на рис. 2.

Скорость потока жидкости при промывке без пропуска очистных и разделительных устройств должна составлять не менее 5 км/ч.

Протяженность участков трубопроводов диаметром более 219 мм, промываемых без пропуска очистных или разделительных устройств, устанавливается с учетом гидравлических потерь напора в трубопроводе и располагаемого напора насосного оборудования.

Промывка без пропуска очистного или разделительного устройства считается законченной, когда из сливного патрубка выходит струя незагрязненной жидкости.

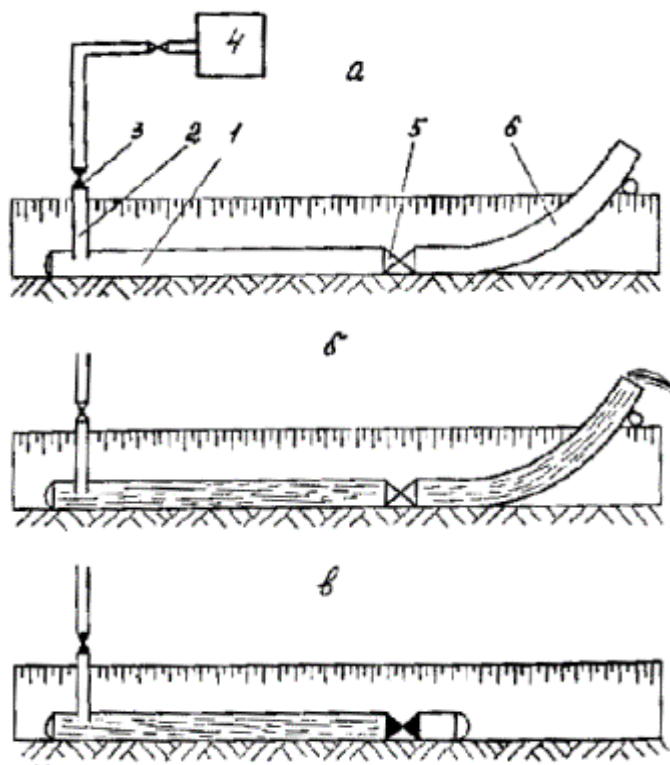


Рис.5. Принципиальная схема промывки без пропуска очистных или разделительных устройств:

а - подготовка участка к проведению промывки; б - подача воды; в - подготовка участка к испытанию; 1 - очищаемый участок; 2 -подводящий патрубок; 3 - кран; 4 - наполнительные агрегаты; 5- линейная арматура; 6 - сливной патрубок.

Практическое занятие № 19 «Изучение конструкции очистных устройств»

Цель работы: Изучить конструкции очистных устройств.

При продувке трубопроводов применяются очистные поршни, предназначенные для удаления из внутренней полости трубопровода посторонних предметов и зачистки его внутренней поверхности. Очистные поршни движутся по очищаемому газопроводу за счёт энергии сжатого воздуха или природного газа. Очистные поршни состоят из следующих основных элементов: корпуса, манжетных уплотнительных устройств и металлических щёток. Манжетные уплотнения обеспечивают плотность посадки поршней в газопроводе, а металлические щётки очищают внутреннюю поверхность трубопровода.

Корпус поршня выполнен из трубы и заглушен в передней части. Смонтированные по окружности и загнутые в одном направлении трубки предназначены для создания скоростных воздушных струй, обеспечивающих при продувке одновременно с поступательным перемещением вращение поршня реактивными силами. Существуют две основные конструкции очистных поршней: с прямыми манжетами и самоуплотняющимися.

При износе прямых манжет сжатый воздух проходит через зазор между стенками трубы и поршнем в полость перед ним. Это приводит к повышенному расходу продувочного воздуха и снижения скорости передвижения поршня, а иногда и к его остановке.

Самоуплотняющиеся манжеты равномерно прижимаются давлением воздуха к внутренним стенкам трубопровода, причём герметичность не ухудшается даже при значительном (но неполном) износе отбортованных частей манжет.

Для продувки трубопроводов, проходящих по сильно пересечённой местности или прокладываемых по способу «змейка», применяются поршни, выполненные из двух частей, соединённых между собой шарнирно. Для установки обеих частей по одной оси и смягчения ударных нагрузок шарнир стабилизируется цилиндрической пружиной. Такая конструкция позволяет поршню вписываться в многочисленные кривые вставки, не создавая значительных ударных нагрузок на трубопровод.

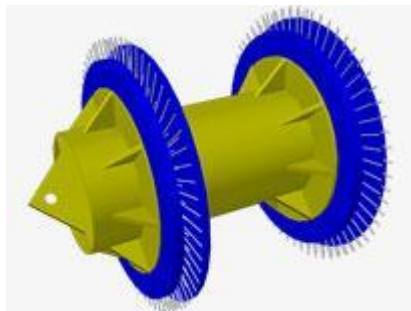
Очистные поршни типа ОП могут применяться: для продувки магистральных трубопроводов под давлением воздуха или природного газа при скорости перемещения в пределах 35-70 км/ч; для очистки полости протягивания в процессе сборки и сварки секций в нитку.

Поршни-разделители применяются для промывки и одновременного освобождения от воздуха и заполнения водой для гидравлического испытания, а также для освобождения газопровода от воды после гидравлического испытания. Скорость перемещения этих устройств должна быть не менее 1 км/ч, а максимальная скорость может достигать 10 км/ч. Для удаления воды из газопровода поршни-разделители применяют в два этапа. На первом этапе работ предварительно удаляют основной объём воды, на втором - контрольном этапе вода полностью удаляется из испытанного газопровода.

При продувке и пневматическом испытании трубопровода сжатый воздух закачивается в него передвижными компрессорными станциями. Принципиальная конструктивная схема всех применяемых компрессорных станций одинакова. Основными их агрегатами являются двигатель внутреннего сгорания и компрессор, смонтированные на общей раме. Передача крутящего момента от двигателя к компрессору осуществляется эластичными муфтами или через дополнительные узлы (редуктор, коробку передач).

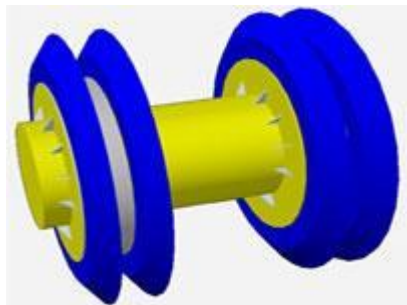
По числу ступеней сжатия компрессоры делятся на одно и многоступенчатые. Одноступенчатые компрессоры низкого давления и при испытании магистральных газопроводов не применяются. Для получения сжатого воздуха высокого давления и предотвращения его нагрева при сжатии применяются многоступенчатые компрессоры. Атмосферный воздух последовательно сжимается в нескольких ступенях компрессора. После каждой ступени сжатия воздух охлаждается в холодильниках и очищается от масла и конденсата в водомаслоотделителях.

Для продувки газопроводов диаметром от 1020 до 1420 мм, в том числе в северных районах, условиях вечномерзлых грунтов применяют передвижные высокопроизводительные компрессорные установки типа ТКА-80-05 на базе авиационных двигателей комплектно-блочного исполнения.



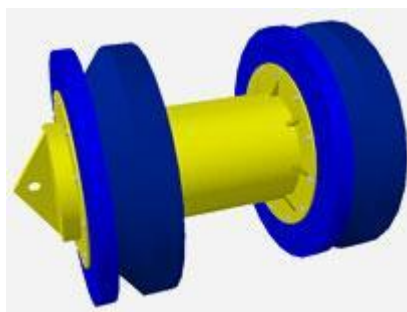
Очистной полиуретановый поршень с чистящими щетками ОПП-Т

Очистка полости трубопровода от строительного мусора, мягких (в т.ч. нефтяных) и частично твердых отложений, удаление конденсата; проведение работ по продувке, промывке, испытанию или консервации строящихся и эксплуатируемых магистральных, промысловых трубопроводов, в т.ч. трубопроводов с запорной арматурой имеющих равнопроходное внутреннее сечение; предварительное и окончательное удаление жидкости, в т.ч. вытеснение нефти и нефтепродуктов из трубопроводов;



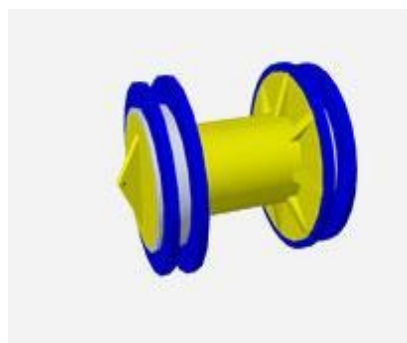
Поршень полиуретановый манжетный ППМ

Назначение: Очистка полости трубопровода от строительного мусора, мягких (в т.ч. нефтяных) и частично твердых отложений, удаление конденсата; проведение работ по продувке, промывке, испытанию или консервации строящихся и эксплуатируемых магистральных, промысловых трубопроводов, в т.ч. трубопроводов с запорной арматурой имеющих равнопроходное внутреннее сечение;



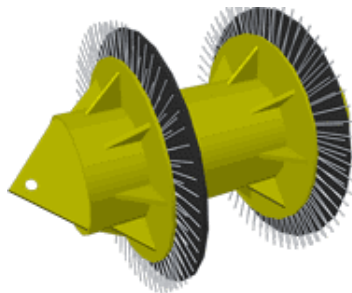
Поршень комбинированный манжетно-дисковый ПКМД

Очистка полости трубопровода от строительного мусора, мягких (в т.ч. нефтяных) и частично твердых отложений, удаление конденсата; проведение работ по продувке, промывке, испытанию или консервации строящихся и эксплуатируемых магистральных, промысловых трубопроводов, в т.ч. трубопроводов с запорной арматурой имеющих равнопроходное внутреннее сечение.



Очистной полиуретановый поршень (ОПП)

Очистной поршень с полиуретановыми дисками (ОПП), предназначен для очистки полости трубопровода от строительного мусора, грунта, поверхностного рыхлого слоя ржавчины и окалины, мягких (в т.ч. нефтяных) и частично твёрдых отложений методом протягивания, продувки, промывки и вытеснения в потоке воды, а также для предварительного запуска при удалении воды после гидроиспытаний.



Стальной очистной поршень "ЕРШ"

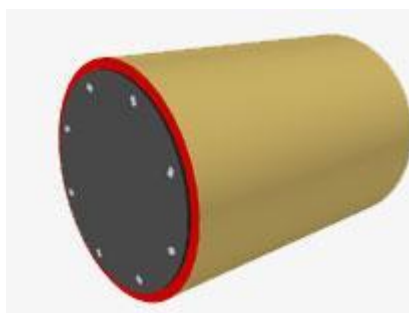
Очистной поршень типа "ЕРШ" предназначен для очистки полости трубопроводов диаметром 159-1420 мм. от строительного мусора, поверхностного рыхлого слоя ржавчины и окалины, нефтяных отложений методом протягивания или продувки



Очистной поршень-разделитель (ОПР-М)

Поршень ОПР-М предназначен для очистки полости строящихся и действующих магистральных трубопроводов от загрязнений и отложений, удаления воды, конденсата, газовоздушных пробок, разделения нефти и нефтепродуктов при последовательной перекачке.

В качестве дисков-разделителей используются автомобильные или авиационные покрышки



Поршни ДЗК

Поршни-разделители эластичные типа ДЗК (далее по тексту «ДЗК») выпускаются в соответствии с требованиями ТУ 4834-010-0129858-2000 и предназначены для выполнения

следующих работ в процессе строительства и реконструкции трубопроводов диаметром до 1420мм включительно:

- освобождение трубопроводов от воздуха в процессе их наполнения водой для гидравлического испытания, а также при заполнении трубопровода нефтью и нефтепродуктами при вводе объектов в эксплуатацию;
- освобождение трубопроводов, в т.ч. и подводных переходов от воды, оставшейся в них после гидравлического испытания или баллаستировки;
- освобождение полости трубопровода от конденсата и загрязнений.

Практическое занятие № 20 «Построение гидравлических характеристик ЦБН при различных схемах соединения.»

Цель работы: Получить навыки построения гидравлических характеристик ЦБН при различных схемах соединения.

При подборе центробежных насосов для конкретных установок необходимо знать зависимость одних параметров насоса от других. В качестве независимого переменного параметра при построении характеристик принимают подачу насоса, так как она непосредственно связана с расходом жидкой среды в системе трубопроводов данной насосной установки. Изменение же остальных гидравлических параметров насоса (H , N , η) зависит от изменения подачи.

Таким образом, зависимости напора, мощности и КПД насоса от его подачи при постоянной частоте вращения (n) рабочего колеса называются **характеристиками насоса**:

$$H = f(Q), N = f(Q), \eta = f(Q).$$

Характеристики насоса в виде графиков могут быть построены на основании теоретических данных либо путем лабораторных испытаний, а также с достаточной степенью точности их можно выразить в виде аналитических зависимостей.

Теоретические и действительные характеристики насосов.

Для построения характеристики насоса $H_{\text{т}} = f(Q_{\text{т}})$ на основании теоретических данных воспользуемся уравнением Эйлера для определения теоретического напора, создаваемого насосом:

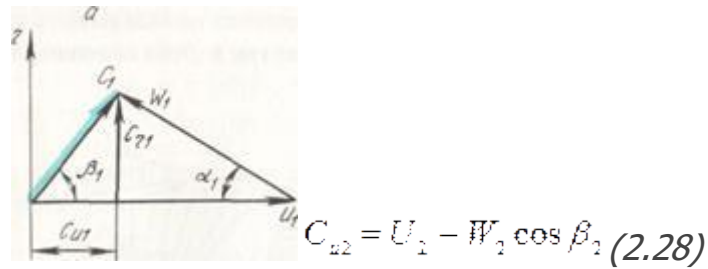
$$H_{\text{т}} = \frac{1}{g}(U_1 C_{1\tau} - U_2 C_{2\tau}) \quad (2.26)$$

Предположим, что рабочее колесо имеет радиальный вход, т.е. $C_{u1} = 0$, тогда уравнение примет вид:

$$H_{\text{т}} = \frac{1}{g} U_1 C_{u2} \quad (2.27)$$

Из треугольника скоростей входа (рис. 2.4) можно записать:

а)



б
)

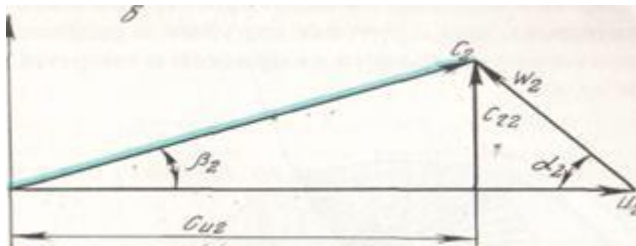


Рис. 1. Треугольники скоростей: а – входа, б – выхода.

Подставляя это выражение в (2.27) получим:

$$H_{\text{из}} = \frac{1}{g} U_1^2 \left(1 - \frac{W_2}{U_1} \cos \beta_2 \right) \quad (2.29)$$

$$W_2 = \frac{C_2}{\sin \beta_2}$$

Из треугольника скоростей выхода также следует, что $Q_u = \pi D_2 b_1 \psi_1 C_{u1}$ запишем:

$$W_2 = \frac{Q_u}{\pi D_2 b_1 \psi_1 \sin \beta_1}$$

Подставляя значение W_2 в уравнение (2.29), получим

$$H_{\text{из}} = \frac{U_1^2}{g} - \frac{\text{ctg} \beta_1 U_1}{\pi D_2 b_1 \psi_1 g} Q_u \quad (2.30)$$

$$\frac{U_1^2}{g} = a, \quad \frac{\text{ctg} \beta_1 U_1}{\pi D_2 b_1 \psi_1 g} = b$$

Обозначая

Получим уравнение

$$H_{\text{т.к.}} = a - bQ_v \quad (2.31)$$

Последняя зависимость $H_{\text{т.к.}} = f(Q_v)$ представляет собой уравнение прямой линии. Следовательно, характеристика $Q - H$ для насоса с бесконечно большим числом лопаток графически может быть представлена в виде прямой линии (рис.2.5).

На рис. 2.5 изображены теоретические характеристики $Q-H$, наклон которых зависит от угла выхода потока β_2 .

Изображенные на рис. 2.5 характеристики построены в предположении, что жидкая среда, протекающая в рабочем колесе насоса с бесконечно большим числом лопаток, идеальна.

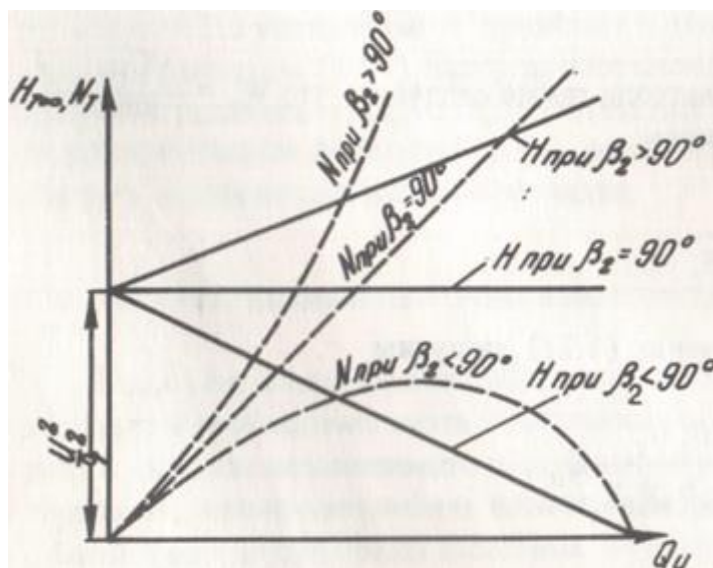


Рис.2 Характеристики теоретического центробежного насоса.

Для построения расчетной характеристики необходимо учесть реальные условия, т.е. уменьшение напора за счет влияния конечного числа лопаток и за счет потерь напора при движении жидкой среды в проточной части насоса.

Влияние конечного числа лопаток учитывается коэффициентом σ_z . При конечном числе лопаток напор всегда будет меньше, и теоретическая характеристика $H_{\text{т.к.}} = f(Q_v)$ изображенная на рис. 2.6 (линия а), начиная с начальной точки ($Q = 0$), пойдет ниже.

Учтем потери напоров в проточной части насоса. При этом рассматриваются два вида потерь напора:

- потери на трение;
- потери на удар.

Движение жидкой среды в проточной части рабочего колеса практически всегда проходит при турбулентном режиме с числами Рейнольдса, соответствующими квадратичной зоне сопротивления. Поэтому потери напора на трение будут изменяться пропорционально квадрату скорости. Следовательно, теоретическая характеристика с учетом потерь напора на трение изобразится параболой (кривая в, рис. 2.6).

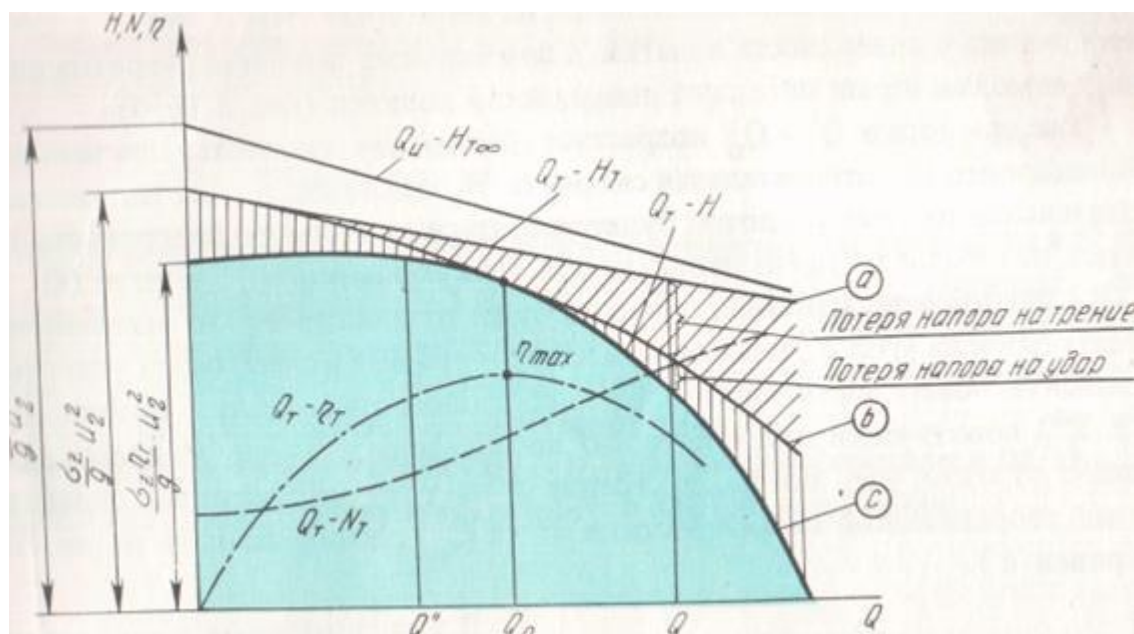


Рис. 3. Теоретические характеристики центробежного насоса.

Потери на удар образуются в насосе в результате отклонения относительной скорости от направления касательной в точке входа при изменении подачи. Рассмотрим образование потери напора на удар.

А)

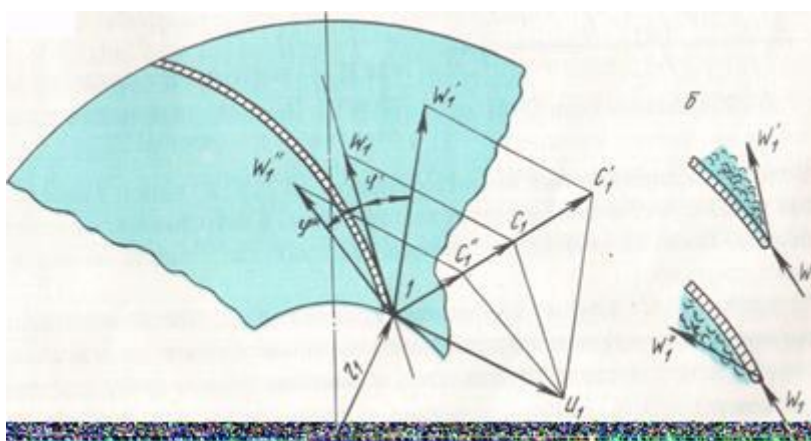


Рис. 4. Кинематика потока на входе в рабочее колесо при изменении подачи насоса.

Чтобы не возникало потерь на удар, при некоторой величине подачи насоса Q_0 (рис. 2.7) вектор относительной скорости должен быть направлен по касательной к поверхности лопатки в точке входа (рис. 2.7 а, треугольник из векторов скоростей U_1 , W_1 , C_1). При другом значении подачи, отличном от Q_0 , и при $U = \text{const}$ вектор относительной скорости будет отклоняться от направления касательной на некоторый угол φ , что вызовет удар потока о поверхность лопатки, а при больших значениях угла отклонения возможен отрыв потока от поверхности лопатки (рис. 2.7, б).

Так, при подаче $Q' > Q_0$ возрастает абсолютная скорость; при неизменной скорости U_1 относительная скорость W_1 отклонится от направления касательной на угол φ' , поток будет ударяться в тыльную поверхность лопатки, что вызовет уменьшение напора. При уменьшении подачи ($Q'' < Q_0$) вектор относительной скорости будет отклоняться от направления касательной на угол φ'' , и поток при входе в рабочее колесо будет ударяться в лицевую поверхность лопатки. При небольшом отклонении потока ($\varphi = 3 \dots 80$) практически гидравлических потерь напора на удар не происходит. Таким образом, учет потерь на трение и на удар окончательно определяет вид теоретической характеристики $H = f(Q_{\text{т}})$, изображенной на рис. 2.6 (кривая с).

Характеристика $Q_{\text{т}}-N$ насоса определяется выражением

$$N_{\text{т}} = \rho g Q_{\text{т}} H_{\text{т}} \quad (2.32)$$

Имея зависимость $H = f(Q_{\text{т}})$, можно построить характеристики $N_{\text{т}} = \varphi(Q_{\text{т}})$. Такие характеристики при различных углах β_2 показаны на рис. 2.5. Теоретическая характеристика $Q_{\text{т}} - N_{\text{т}}$ с учетом реальных условий (при конечном числе лопаток и с учетом потерь мощности на сопротивления) показана на рис. 2.6 штриховой линией.

Для каждой точки кривой $Q_{\text{т}} - N_{\text{т}}$ можно подсчитать значение теоретического КПД по формуле:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{\rho g Q_{\text{т}} H_{\text{т}}}{N_{\text{т}}} \quad (2.33)$$

и построить графическую зависимость $Q_{\text{т}} - \eta_{\text{т}}$. Такая зависимость показана на рис. 2.6. штриховой линией.

Рассмотренные выше теоретические характеристики не полностью отражают действительную зависимость параметров насоса, так как при теоретическом их расчете невозможно учесть все факторы, влияющие на них, а все поправочные коэффициенты, учитывающие реальные условия работы насоса, являются, приближенными. Чтобы определить истинный характер кривых зависимостей $Q - H$, $Q - N$ и $Q - \eta$ при постоянной частоте вращения рабочего колеса, насос подвергают энергетическим испытаниям на специальном лабораторном стенде в соответствии с ГОСТ.

Характеристики насоса в виде аналитических зависимостей.

Анализом характеристик большого числа насосов Е.А. Прегер установил, что наиболее точно напорную характеристику $Q-H$ насоса можно описать уравнением квадратичной параболы:

$$H = a - bQ^2 \quad (2.34)$$

где a – постоянная положительная по величине, равная напору, создаваемую насосом при его нулевой подаче;

b – постоянная, положительная или отрицательная по величине, зависящая от формы напорной характеристики насоса.

Для определения постоянных a и b достаточно знать параметры Q и H насоса для двух режимов его работы.

Виды характеристик центробежных насосов.

В зависимости от конструктивных особенностей рабочего колеса, от его быстроходности получаются три основные разновидности характеристик $Q-H$:

- пологие (рис.2.8, I);
- круто падающие (рис. 2.8, II)
- с выраженным максимумом (рис. 2.8, III).

Крутизна характеристики определяется выражением:

$$I = \frac{(H_0 - H_x)}{H_x} 100 \quad (2.35)$$

где H_0 – напор насоса при нулевой подаче;

H_x – напор насоса при максимальном значении КПД.

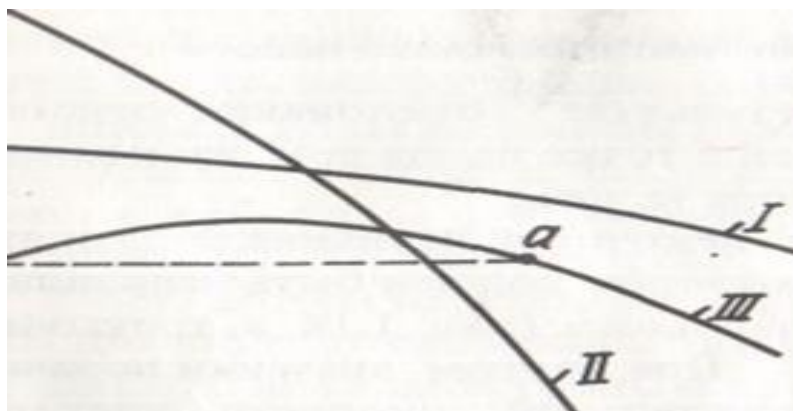


Рис. 5. Характеристики $Q-H$

Пологие характеристики имеют крутизну 8 ... 12%, и напор у насосов с такими характеристиками меняется незначительно в зависимости от изменения подачи. Такие насосы используются в системах, где подача меняется в широких пределах.

Характеристики второго вида имеют крутизну 25 ... 30%. Ввиду большого изменения напора при незначительном изменении подачи насосы с такими характеристиками следует применять в системах, где не требуется изменять расход перекачиваемой жидкой среды.

Рабочей зоной насосов с характеристикой третьего типа является зона, расположенная вправо от точки а на характеристике (рис. 2.8). Зона, расположенная слева от точки а, характеризуется неустойчивой работой насоса.

Универсальная характеристика.

Характеристики одного и того же насоса зависят от частоты вращения рабочего колеса, которая может быть различной. Поэтому в эксплуатационных расчетах, помимо частных характеристик, пользуются совмещенными характеристиками напоров, мощностей и КПД для различных частот вращения. Такие характеристики называются универсальными (рис. 2.9). Они позволяют судить о Q , H , N и η при всех практически возможных частотах вращения рабочего колеса.

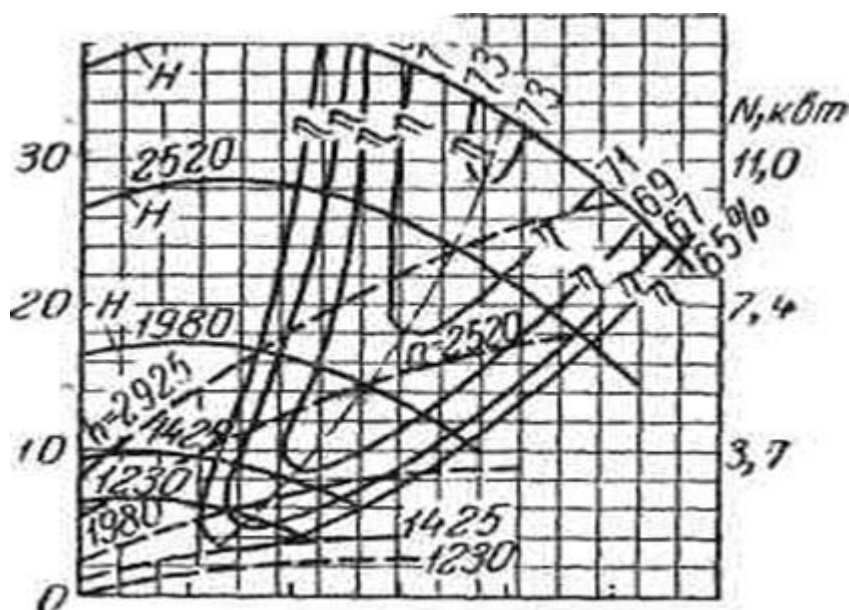
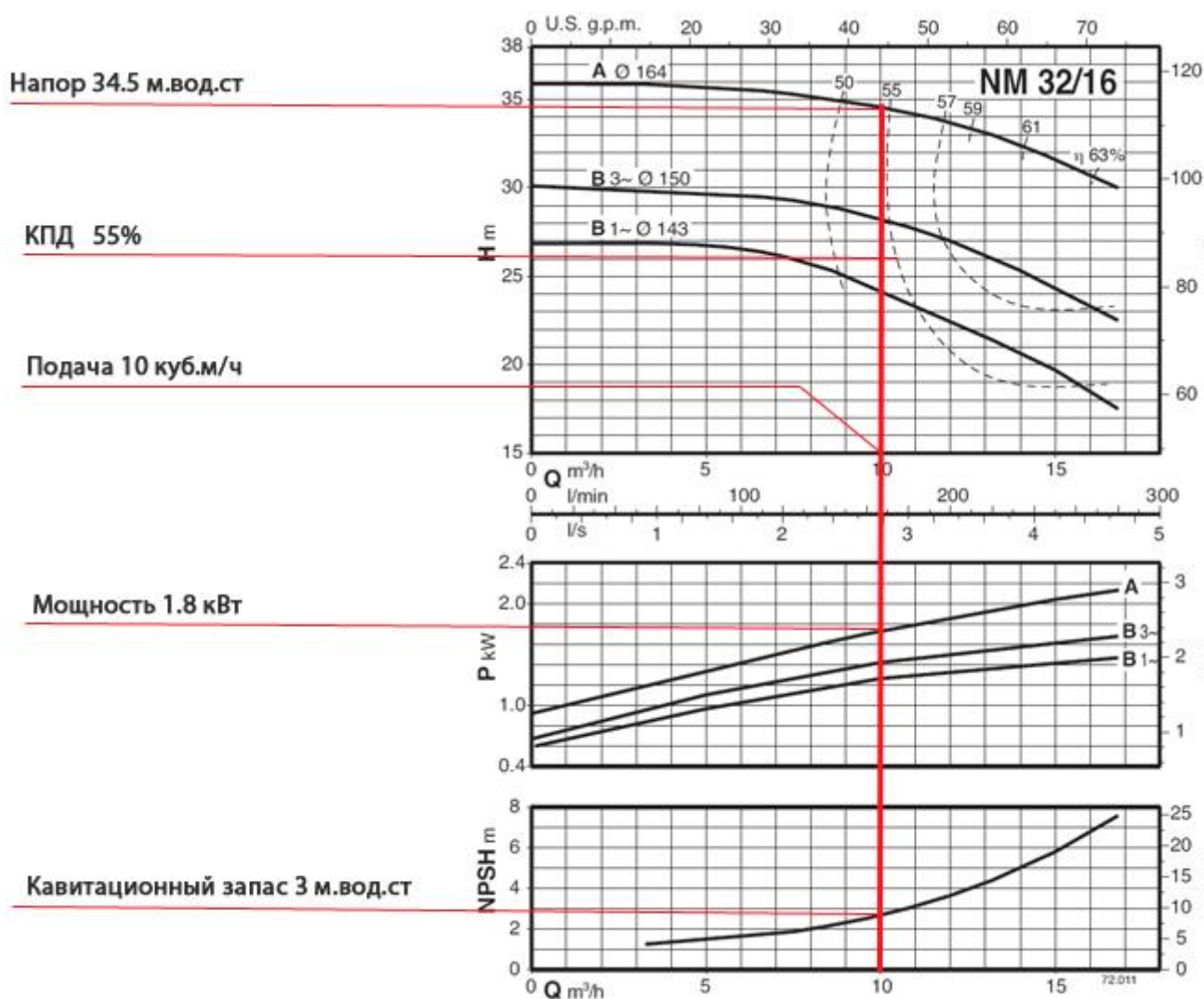


Рис. 2.9. Универсальная характеристика центробежного насоса.

Практическое занятие № 21 «Расчет подачи, напора, высоты всасывания ЦБН»

Цель работы: Получить навыки расчета подачи, напора, высоты всасывания ЦБН



Подача — Q [м³/ч] — объём воды, подаваемый насосом в единицу времени. Подача насоса определяется рабочей точкой на его характеристике и кроме конструктивных особенностей зависит от частоты вращения рабочего колеса и гидравлической характеристики сети.

Оптимальная подача насоса достигается при максимальном значении коэффициента полезного действия. Фактическую подачу насоса можно определить по напорно-расходной характеристике зная создаваемый напор.

Напор — H [м.вод.ст] — разница давлений между входным и выходным патрубком насоса. Напор насоса складывается из высот, которые необходимо преодолеть жидкости.

$$H = H_z + (P_v - P_n)/(\rho g) + dh + (C^2_v - C^2_n)/(2g)$$

где

- H_z - геометрическая высота подъёма, м равная разнице уровней поверхности жидкости в приёмном (верхнем) и подающем (нижнем) резервуарах.
- $(P_v - P_n)/(\rho g)$ - высота, м, соответствующая разности давлений, P_a в верхнем и нижнем резервуарах;
- dh – сумма гидравлических потерь (на трение и в местных сопротивлениях) во всасывающем и напорном трубопроводах, м;
- $(C^2_v - C^2_n)/(2g)$ - высота, м, соответствующая разности кинетической энергии жидкости при скорости движения C_v м/с на выходе из напорного трубопровода в верхний резервуар и при скорости C_n , м/с, на входе во всасывающий трубопровод из нижнего резервуара;
- ρ - плотность жидкости
- g - ускорение свободного падения, равное $9,8 \text{ м/с}^2$

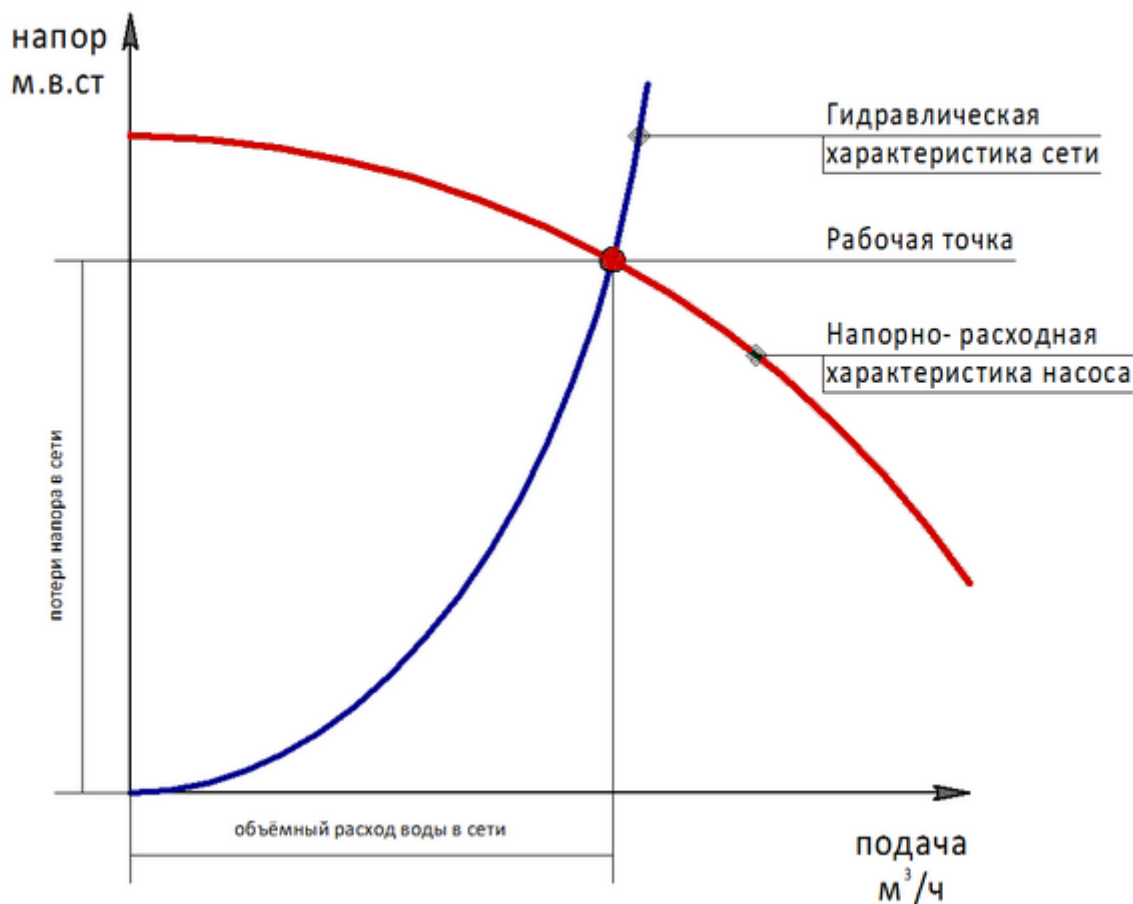
Если давление приложенное к поверхности жидкости в обоих резервуарах будет одинаковым, например, при открытых резервуарах, и жидкость в обоих резервуарах находится в состоянии покоя, тогда выражение определяющее напор насоса можно упростить:

$$H = H_z + dh$$

Из выше приведенных выражений видно, что напор насоса поднимающего воду определяется, высотой подъёма и потерями напора в трубопроводах. В замкнутом циркуляционном кольце, (например системы отопления), напор насоса определяется суммой потерь напора на всех элементах кольца и не зависит от высоты системы и места установки насоса в ней.

Напорно-расходная характеристика — графическое отображение зависимости напора насоса от его подачи в координатах Q [$\text{м}^3/\text{ч}$] / H [м.вод.ст]. Напорно-расходная характеристика, является основной характеристикой используемой для выбора насосов и приводится в каталогах производителей в виде графиков.

Рабочая точка насоса



Рабочая точка насоса — точка на пересечении напорно-расходной характеристики с горизонтальной линией, проведенной с точки на оси ординат, которая соответствует развиваемому напору. Чтобы определить фактическую подачу насоса из рабочей точки опускают перпендикуляр на ось подачи (абсцисс).

Таким образом, подачу насоса определяет развиваемый им напор, который в повысительных насосах определяется высотой подъема и потерями в трубопроводах, а в циркуляционных насосах — гидравлической характеристикой циркуляционного кольца. Так как, в циркуляционном кольце изменение потерь напора пропорционально квадрату изменения расхода проходящего через него, гидравлическая характеристика сети в координатах Q [м³/ч] / H [м.вод.ст], имеет вид параболы.

Высота всасывания — $H_{вс}$ [м] — при условии забора воды из нижнего резервуара, в котором на зеркало воды действует атмосферное давление, высота всасывания насоса соответствует разнице уровней в метрах, между осью рабочего колеса и уровнем жидкости в нижнем резервуаре, за вычетом потерь напора в трубопроводе, который соединяет нижний резервуар и насос.

Подъем воды с нижнего резервуара происходит за счёт разницы давлений, при этом в рабочем колесе насоса создается разрежение, а на воду действует атмосферное давление. Так как атмосферному давлению соответствует столб воды высотой в 10,3 метра, а насос

не может создать в рабочем колесе абсолютный вакуум — высота всасывания насоса не может превышать 8 метров.

Кавитационный запас — NPSH [м.вод.ст] — минимальное давление во всасывающем патрубке насоса обеспечивающее безкавитационную работу. Значение кавитационного запаса определяется опытным путём производителями насосов и приводится в виде графика в зависимости от подачи насоса.

Полезная мощность насоса — N_u [Вт] — соответствует энергии передаваемой жидкости в единицу времени.

$$N_u = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

Мощность на валу насоса — N_w [Вт] — механическая мощность, которая передаётся на вал насоса. Механическая мощность больше полезной, на величину гидравлических потерь и потерь на трение в рабочем колесе.

$$N_w = N_u / \eta$$

КПД насоса — η [%] — коэффициент полезного действия характеризующий степень совершенства центробежного насоса и определяется как отношение полезной мощности к мощности на валу.

Номинальный диаметр — DN — численное обозначение внутреннего диаметра присоединительных патрубков насоса общее для всех трубопроводных элементов. Номинальный диаметр насоса не имеет размерности, но его значение приблизительно равно внутреннему диаметру присоединяемого трубопровода.

Ряд условных проходов DN (Ду) трубопроводных элементов регламентирован ГОСТ 28338-89 «Проходы условные (размеры номинальные)». Альтернативным обозначением номинального диаметра DN, распространённым в странах постсоветского пространства, был условный диаметр.

Номинальное давление — PN [бар] — наибольшее избыточное давление воды с температурой в 20°C, при котором допускается длительная работа насоса.

Альтернативным обозначением номинального давления, распространённым в странах постсоветского пространства, было условное давление. Ряд номинальных давлений PN (Ру) трубопроводных элементов регламентирован ГОСТ 26349-84 «Давления номинальные (условные)».

Практическое занятие № 22 «Расчет мощности и кпд, мощности электродвигателя для привода ЦБН»

Цель работы: Получить навыки построения гидравлических характеристик ЦБН при различных схемах соединения.

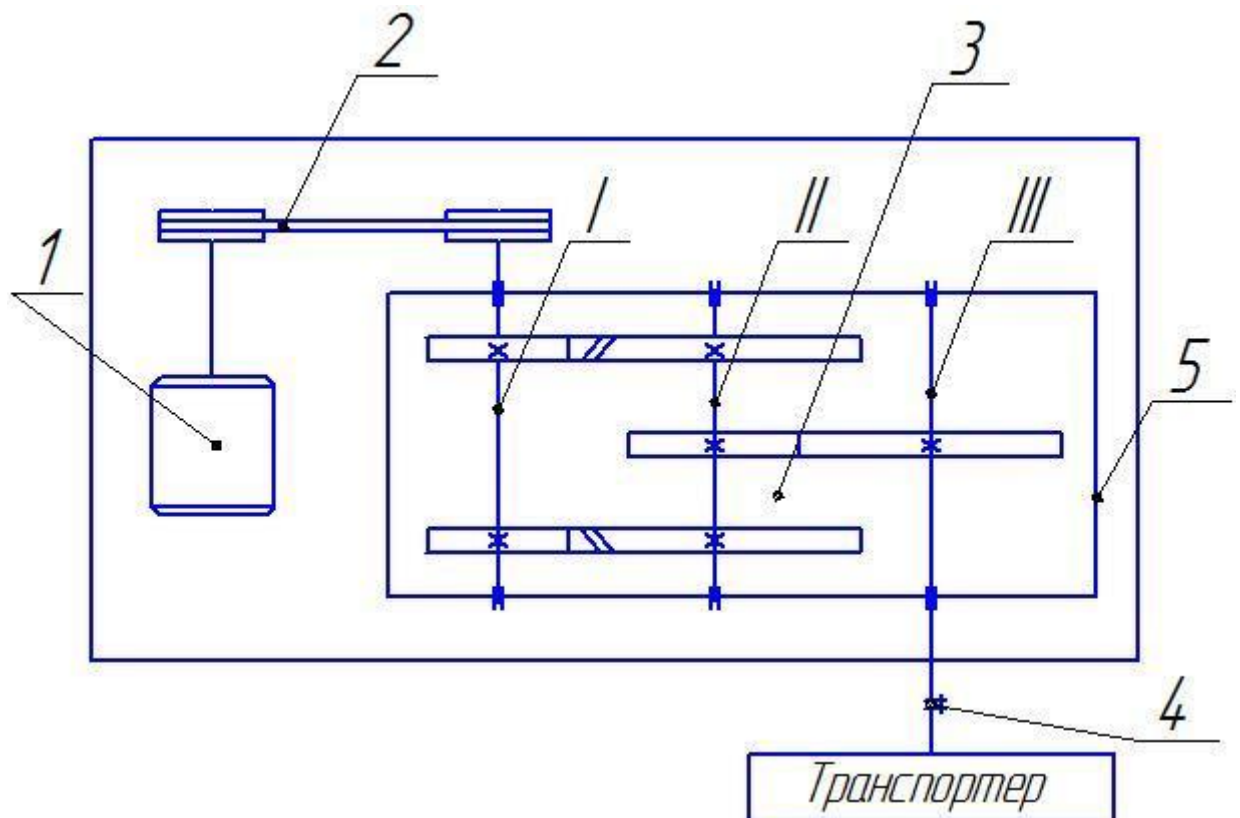


Рис. 1. Кинематическая схема силового привода

1 – электродвигатель; 2- клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – муфта; 5 – рама; I – входной(быстроходный) вал; II – промежуточный вал; III – выходной (тихоходный) вал.

Для привода электродвигателя следует определить его мощность, которая вычисляется по формуле

$$N_{дв} = \frac{N_3}{\eta_{пр}}, (1.1)$$

где N_3 - мощность на выходном валу, Вт; $\eta_{пр}$ – коэффициент полезного действия (КПД) привода.

Мощность на выходном валу определяется по формуле :

$$N_3 = T_3 \cdot \omega_3, (1.2)$$

где N_3 - мощность на выходном валу, Вт; T_3 – крутящий момент на выходном валу, Н·м; ω_3 - угловая скорость на валу, рад/с.

Угловая скорость на валу вычисляется по формуле

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30}, (1.3)$$

где n_3 - частота вращения на выходном валу, об/мин.

Численное значение угловой скорости на выходном валу равно

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 145}{30} = 15,2 \text{ рад/с}.$$

Найдём численное значение мощности на выходном валу

$$N_3 = 1150 \cdot 15,2 = 17500 \text{ Вт}$$

КПД привода может быть вычислен по формуле

$$\eta_{пр} = \eta_{рп} \cdot \eta_{пк1} \cdot \eta_{зб} \cdot \eta_{пк2} \cdot \eta_{зм} \cdot \eta_{пк3} \cdot \eta_{м}, (1.4)$$

где $\eta_{рп}$ - КПД ременной передачи; $\eta_{пк1}$ - КПД подшипников качения вала I; $\eta_{зб}$ - КПД быстроходной передачи; $\eta_{пк2}$ - КПД подшипников качения вала II; $\eta_{зм}$ - КПД тихоходной зубчатой передачи; $\eta_{пк3}$ - КПД подшипников качения вала III, $\eta_{м}$ - КПД муфты.

Значения всех коэффициентов, входящих в формулу (1.4), выбираем по рекомендациям в соответствии с [1, с.5], $\eta_{пк1} = \eta_{пк2} = \eta_{пк3} = 0,99$; $\eta_{зб} = 0,98$; $\eta_{зм} = 0,98$, $\eta_{рп} = 0,97$, $\eta_{м} = 0,98$. Подставляя эти значения в формулу (1.4), получаем значение КПД редуктора

$$\eta_{общ} = 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,886$$

Подставляя численные значения в (1.1) получим действительное значение мощности

$$N_{дв} = \frac{17500}{0,886} = 19800 \text{ Вт}$$

двигателя

По [2, с.5] выбираем 3-х фазный двигатель переменного тока серии 4А с учётом $N_{н} \geq N_{дв}$.

Тип двигателя 4А180S2, асинхронная частота вращения $n_{ас} = 2945$ об/мин.

Полученные данные запишем в табл. 1.1.

Таблица 1.1.

Тип двигателя	Номинальная мощность двигателя $N_{дв}$, кВт	Синхронная частота вращения n_c , об/мин	Асинхронная Частота вращения $n_{ас}$, об/мин
4A180S2	22,0	3000	2945

2. Определение общего передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням.

Передаточное отношение привода определяется по формуле:

$$i_{np} = \frac{n_{ас}}{n_3} = \frac{2945}{145} = 20,3 \quad (1.5)$$

Так как $i_{np} = i_{pn} \cdot i_{ред} = 20,3$, то выбираем передаточные отношения следующим образом:

$i_{pn} \leq 2$, $i_{ред} \approx 15$. В соответствии с [1, с.36] выбираем $i_{pn} = 1,6$.

Определим передаточное отношение редуктора по формуле:

$$i_{ред} = \frac{i_{np}}{i_{pn}} = \frac{20,3}{1,6} = 12,7 \quad (1.6)$$

Разбиваем

$$i_{ред} = U_B \cdot U_T, \quad (1.7)$$

где U_B - передаточное число быстроходной передачи; U_T - передаточное число тихоходной передачи.

В соответствии с рекомендациями выбираем

$$U_B = a_0 \cdot \sqrt{i_{ред}}, \quad (1.8)$$

где a_0 – коэффициент, учитывающий оптимальную разбивку. $a_0 = 1,1$, так как схема развернута.

$$U_B = 1,1 \cdot \sqrt{12,7} = 3,92$$

Из формулы (1.7) выразим передаточное число тихоходной передачи

$$U_T = \frac{i_{ред}}{U_B} = \frac{12,7}{3,92} = 3,24, \quad (1.9)$$

3. Определение частот вращения, крутящих моментов и мощностей на валах

Мощность вала определяется по формуле

$$N_1 = N_{дв} \cdot \eta_{пр} \cdot \eta_{мк1} = 19800 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 19000 \text{ Вт} \quad (1.10)$$

Мощность на промежуточном валу находим по формуле

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{мб} \cdot \eta_{мк2} = 19000 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 18400 \text{ Вт} \quad (1.11)$$

Для нахождения крутящего момента на входном валу воспользуемся формулой

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1}, \quad (1.12)$$

где T_1 - крутящий момент на входном валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$; ω_1 - угловая скорость на входном валу, рад/с .

Угловая скорость на входном валу вычисляется по формуле
$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \quad (1.13)$$

где n_1 - частота вращения входного вала, об/мин .

Частота вращения входного вала определяется по формуле

$$n_1 = \frac{n_{ас}}{i_{пр}} = \frac{2945}{1,6} = 1840 \text{ об/мин} \quad (1.14)$$

Подставляя численное значение n_1 в (1.13), находим угловую скорость на входном валу

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 1840}{30} = 193 \text{ рад/с}$$

Найдём крутящий момент на входном валу по формуле (1.12)
$$T_1 = \frac{19000}{193} = 98,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутящий момент на промежуточном валу рассчитывается по формуле
$$T_2 = \frac{N_2}{\omega_2}, \quad (1.15)$$

где T_2 - крутящий момент на промежуточном валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$; ω_2 - угловая скорость на промежуточном валу, рад/с .

Угловая скорость на промежуточном валу вычисляется по формуле
$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}, \quad (1.16)$$

где n_2 - частота вращения промежуточного вала, об/мин .

Частота вращения промежуточного вала определяется по формуле

$$n_2 = \frac{n_1}{U_B} = \frac{1840}{3,92} = 470 \text{ об/мин} \quad (1.17)$$

Подставляя численное значение n_2 в (1.16), находим угловую скорость на

промежуточном валу
$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 470}{30} = 49,2 \text{ рад/с}$$

Найдём крутящий момент на промежуточном валу по формуле (1.15)

$$T_2 = \frac{18400}{49,2} = 374 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутящий момент электродвигателя рассчитывается по формуле
$$T_{дв} = \frac{N_{дв}}{\omega_{дв}}, \quad (1.18)$$

где $T_{дв}$ - крутящий момент на валу электродвигателя, $H \cdot м$; $\omega_{дв}$ - угловая скорость на валу электродвигателя, рад/с.

Угловая скорость на валу электродвигателя вычисляется по формуле

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{ас}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2945}{30} = 308 \text{ рад/с} \quad (1.19)$$

Найдём крутящий момент на валу электродвигателя по формуле (1.18)

$$T_{дв} = \frac{19800}{308} = 64,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Рассмотрим случай $a_1 = a_0 - 0,2$

$$U'_B = 0,9 \cdot \sqrt{12,7} = 3,21$$

$$U'_T = \frac{12,7}{3,21} = 3,96$$

$$n'_2 = \frac{1840}{3,21} = 573 \text{ об/мин}$$

$$\omega'_2 = \frac{3,14 \cdot 573}{30} = 60,0 \text{ рад/с}$$

$$T'_2 = \frac{18400}{60,0} = 307 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Рассмотрим случай $a_1 = a_0 + 0,2$

$$U''_B = 1,3 \cdot \sqrt{12,7} = 4,63$$

$$U''_T = \frac{12,7}{4,63} = 2,74$$

$$n''_2 = \frac{1840}{4,63} = 397 \text{ об/мин}$$

$$\omega''_2 = \frac{3,14 \cdot 397}{30} = 41,6 \text{ рад/с}$$

$$T''_2 = \frac{18400}{41,6} = 442 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Полученные значения частот вращения, мощностей, крутящих моментов и передаточных чисел приведены в табл. 1.2, 1.3, 1.4

Таблица 1.2

Результат энерго-кинематического расчёта вариант 1 ($a_0 = 1,1$)

Вал	i(U)	T, $H \cdot м$	n, об/мин	N, Вт
Электродвигатель	1,6	64,1	2945	19800

I		98,2	1840	19000
	3,92			
II		374	470	18400
	3,24			
III		1150	145	17500

Таблица 1.3

Результат энерго-кинематического расчёта вариант 2 ($a_1=0,9$)

Вал	$i(U)$	$T, H \cdot m$	$n, \text{об/мин}$	$N, \text{Вт}$
Электродвигатель	1,6	64,1	2945	19800
I		98,2	1840	19000
	3,21			
II		307	573	18400
	3,96			
III		1150	145	17500

Таблица 1.4

Результат энерго-кинематического расчёта вариант 3 ($a_2=1,3$)

Вал	i(U)	T, $H \cdot M$	n, об/мин	N, Вт
Электродвигатель	1,6	64,1	2945	19800
I		98,2	1840	19000
II	4,63	442	397	18400
	2,74			
III		1150	145	17500

Практическое занятие № 23 «Изучение конструкции ЦБН»

Цель работы: Изучить конструкции ЦБН

Насос центробежный секционный типа ЦНС 60-50...250 (5МС-7) предназначен для откачки загрязненных вод на участковом водоотливе в каменноугольных шахтах.

Температура перекачиваемой насосом жидкости от 1 до 450С, крупность, твердых частиц не должна быть более 0,2 мм по диаметру, содержание твердых частиц не должно быть более 0.5% по массе.

Наименование основных параметров и размеров	Основные параметры и размеры
Подача, м ³ /ч	
Напор на одну ступень, м	
Число ступеней, шт.	2...10
Частота вращения, об/мин.	
Коэффициент полезного действия, % насоса,	

Допустимая высота всасывания на рас-четном режиме при температуре +250 С, м	7,0
---	-----

Устройство и принцип работы секционного центробежного насоса

На рис. 1 показана схема трехступенчатого центробежного насоса. На валу 1, опирающемся на подшипники 2, с помощью шпонок 3 закреплены рабочие колеса 4, 5, 6, которые вместе с валом образуют ротор насоса. Из подводящего патрубка 7 (условно повернутого вниз) через подвод 8 жидкость поступает в колесо 4, где приобретает определенный запас потенциальной и скоростной энергии (статический и динамический напор).

Из колеса 4, жидкость поступает в направляющий аппарат 9, где динамический напор частично преобразуется в статический напор. Далее жидкость подается в колесо 5 и снова получает приращение статического и динамического напора, который частично преобразуется в статический напор в следующем направляющем аппарате 10. Из последнего колеса 6 жидкость поступает в спиральный отвод 11 и через патрубок 12 - в напорный трубопровод насоса.

В местах выхода из корпуса насоса вал уплотняется сальниковой пеньковой набивкой с прижимными втулками 13. Вал насоса соединяется с валом двигателя муфтой 14.

Наибольшее применение в практике шахтного водоотлива имеют секционные насосы, в которых каждая секция состоит из колеса и направляющего аппарата. Секционный корпус насоса соединен в общую конструкцию стяжными шпильками (болтами). Положительным качеством секционных насосов является возможность соединять одинаковые секции в необходимом количестве для получения насосов различных давлений.

Уравновешивание осевой.

С помощью гидравлического разгрузочного устройства достигается полное уравновешивание осевой силы, причем соответствие осевой и уравновешивающей сил устанавливается автоматически.

Недостатками этого способа уравновешивания являются: расход воды через разгрузочное устройство; трение гидропаты о воду; быстрый износ колец гидропаты и разгрузки при перекачке загрязненной воды; насосы не могут работать при напорах, значительно меньше нормальных, так как при этом заметно уменьшается зазор между кольцами гидропаты и разгрузки и кольца могут соприкоснуться; необходимость установки насоса строго горизонтально.

Кавитация

Если абсолютное давление жидкости при выходе ее в рабочее колесо окажется меньше давления парообразования, н Если абсолютное давление жидкости при выходе ее в рабочее колесо окажется меньше давления парообразования, начинается явление *кавитации*, которое объясняется тем, что в местах

наименьшего давления в колесе образуются пространства, заполненные паром и содержащимися в воде газами.

Пузырьки пара и газа перемещаются с водой в область более высоких давлений, где пары конденсируются. В образовавшиеся пустоты с очень большими скоростями устремляются частицы воды, вызывая удар о поверхности деталей насоса. В результате кавитации разрушаются стенки деталей. Причем кроме механического разрушения усиливается корродирующее действие на металл воздуха, выделяющегося из воды и содержащего кислород, что особенно усиливается при перекачке кислотных вод.

Вода, ударяясь о стенки, образует микроскопические углубления в местах наименьшей прочности материала, вызванной либо обработкой, либо вкраплениями (например, графита). Углубления усиливают процесс и в дальнейшем являются очагами разрушения. Это подтверждается тем, что структура металла после разрушения имеет пористый характер.

Кавитация наступает при большой высоте всасывания и работе насоса на пониженном напоре, когда его подача значительно больше расчетной.

При возникновении Кавитации разрушение лопастей колеса в особенно неблагоприятных условиях наступает через несколько часов после начала работы, изменяется характеристика насоса - наблюдается крутой поворот кривой $Q-H$ почти вертикально вниз и резко снижается к. п. д. Внешние проявления кавитации - прерывистые сильные шумы и повышенная вибрация насоса. Первой мерой по устранению возникающей кавитации является уменьшение высоты всасывания за счет повышения уровня воды в приемном колодце.

Установка и монтаж насоса

Перед монтажом насос в разборке не подлежит. Фланцы насоса освобождаются от заглушек

Установка насоса на фундаменте

3.1 Насос и электродвигатель устанавливается на общей фундаментной плите так чтобы между полумуфтой насоса и электродвигателя оставался зазор 6...8 мм.

3.2 Плита устанавливается в горизонтальном положении по уровню с допуском отклонением от горизонтали 0,3 мм на 1 м, заливается бетоном (рис. 5.).

3.3 Проверку центровки полумуфт насоса и электродвигателя производить с помощью индикатора или специального приспособления, обеспечивающего точность замера несоосности осей полумуфт не более 0,05 мм.

3.4 Центровка насоса с электродвигателем достигается подкладыванием под лапы насоса или электродвигателя тонких металлических прокладок и легким сдвигом насоса или электродвигателя (при слегка отпущенных болтах) в горизонтальной плоскости

3.5 Особое внимание должно быть обращено на тщательность сборки и полную герметичность всасывающей линии, которая по возможности должна быть короткой.

3.6 Приемный клапан всасывающего трубопровода необходимо располагать ниже уровня жидкости не менее, чем на 0,5м, чтобы воздух не мог проникнуть в насос, расстояние между дном водоема и сеткой приемного клапана должно быть не менее 0,5м, чтобы не препятствовать прохождению жидкости в трубопровод и не допускать проникновения в насос песка и грязи.

1. Насос присоединяется к напорному трубопроводу через задвижку.

Задвижка служит для регулирования производительности и соответственно напора насоса.

Практическое занятие № 24 «Изучение конструкций уплотнений ЦБН»

Цель работы: Изучить конструкции уплотнений ЦБН

Вращение ротора - правое (по направлению движения часовой стрелки), если смотреть со стороны электродвигателя.

Опытами установлено, что объемные потери – это утечки жидкости через зазоры в насосе, больше в гладких и прямых зазорах; поэтому в насосах всегда стремятся делать зазоры с поворотами и кольцевыми проточками или детали уплотнения лабиринтного типа (рисунок 6). Так, для центробежных насосов с подачей $Q = 50 - 100 \text{ м}^3/\text{час}$ при увеличенных против нормы зазорах в уплотнениях не лабиринтного типа утечки, как показывают исследования, могут достигать 10—15% от общей подачи насоса.

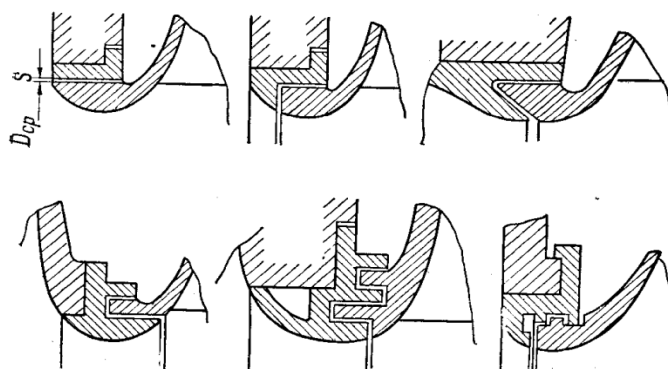


Рис. 82. Уплотнительные «кольца» рабочих колес центробежных насосов

Рис. 1 - Уплотнительные кольца рабочих колес центробежного насоса

Концевые уплотнения вала в местах выхода его из корпуса могут обеспечивать полную герметичность. Наиболее распространены уплотнения двух видов: сальники и торцовые уплотнения.

Сальник состоит из эластичной набивки и нажимной втулки. Если давление всасывания ниже атмосферного, в сальнике устанавливают кольцо, к которому подводится

заградительный поток жидкости из нагнетательной полости насоса, а если жидкость загрязнена – от постороннего источника. Этим исключается подсасывание воздуха, а также контакт набивки с абразивными частицами.

Чтобы предотвратить утечки огнеопасных и токсичных жидкостей, к фонарному кольцу сальника вспомогательным насосом подается заградительная жидкость под давлением, несколько превышающим давление в насосе. Эта жидкость возвращается обратно через фильтр и холодильник или не возвращается, вытекая через набивку. Кроме того, нажимная втулка сальника имеет водяной затвор.

В ряде случаев предусматривают разгрузку сальника. Жидкость в этом случае поступает через цилиндрическую дросселирующую щель в полость с низким давлением. В щели иногда устраивают гидродинамическое уплотнение, представляющее собой винтовую нарезку, которая при вращении отгоняет жидкость от сальника.

Торцевые уплотнения. В торцевом уплотнении поверхность уплотнения перпендикулярна к оси вала. Уплотнение осуществляется между вращающимся и невращающимся жесткими деталями, которые прижимаются друг к другу пружинами.

Для компенсации осевого усилия вала один из элементов уплотнения должен быть аксиально-подвижным. По этому признаку торцевые уплотнения делятся на две группы: вращающимся и невращающимся аксиально-подвижным узлом.

По направлению подвода жидкости различают торцевые уплотнения: с внешним и внутренним подводами. По нагрузке на трущуюся поверхность различают неразгруженные и разгруженные уплотнения.

Практическое занятие № 25 *«Расчет уплотнений центробежных насосов»*

Цель работы: Получить навыки расчета уплотнений центробежных насосов

Уплотнения — это устройства, частично или полностью предотвращающие перетекание жидкости из области высокого давления в область более низкого давления. В конструкциях центробежных насосов, используемых для перекачки нефти и нефтепродуктов, предусмотрено в основном два вида уплотнений: бесконтактные (щелевые) и контактные (торцевые) уплотнения.

1. Щелевые уплотнения

Бесконтактные уплотнения устанавливаются внутри насоса (так называемые «внутренние уплотнения») и служат для предотвращения перетекания жидкости из области нагнетания в область всасывания. Принцип действия бесконтактных уплотнений основан на создании местных гидравлических сопротивлений в виде осевых и радиальных щелей, где происходят резкие повороты, внезапные сужения и расширения потока, при прохождении которых затрачивается энергия жидкости.

В магистральных насосах в качестве внутренних бесконтактных уплотнений используются щелевые или лабиринтные уплотнения (рисунок 2.9).

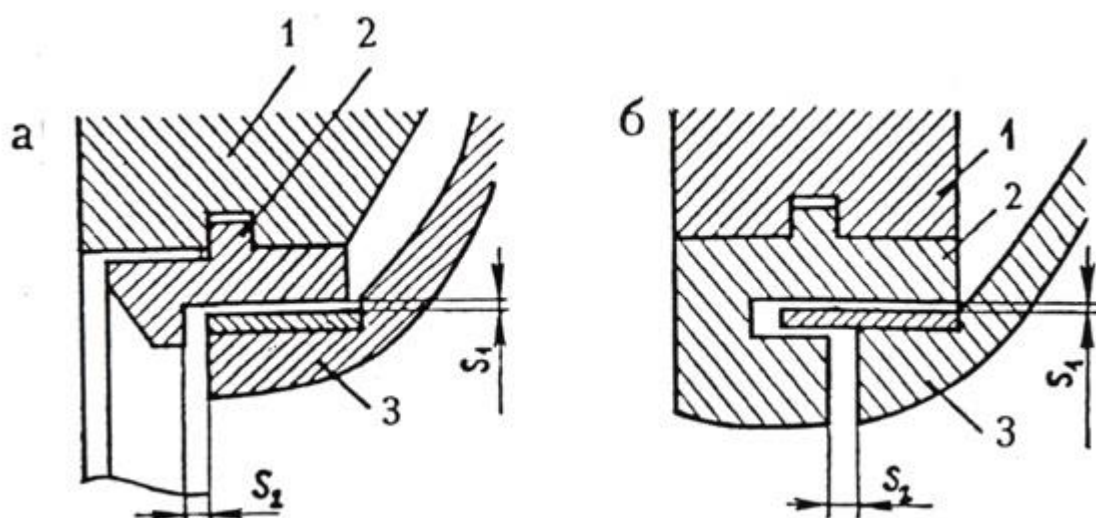


Рисунок 1— Бесконтактные уплотнения:

a — щелевое, *б* — лабиринтное; 1 — корпус; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — рабочее колесо; S_1 — радиальный зазор; S_2 — осевой зазор

На рисунке 2.10 показана схема щелевого уплотнения.

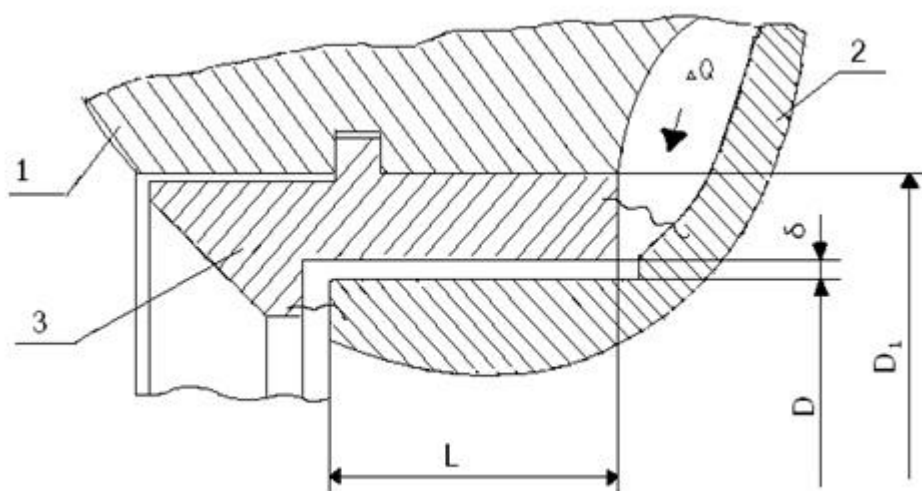


Рисунок 2 — Схема щелевого уплотнения

Уплотнительное кольцо 3 диаметром D_1 устанавливается неподвижно между рабочим колесом 2 и корпусом насоса 1, в результате чего образуется щель толщиной δ , длиной l и диаметром D .

Величина зазора между колесом и уплотнительным кольцом для секционных насосов НМ 360-460–НМ 710-280 составляет 0,25–0,30 мм, для спиральных насосов — 0,3–0,4 мм. Отношение длины зазора к диаметру $l / D = 0,12–0,15$.

Расход жидкости, протекающей через щелевое уплотнение, можно определить по формуле:

$$\Delta Q = \mu f \sqrt{2g\Delta H}, \quad (2.38)$$

где ΔQ — утечка через щелевое уплотнение; $f = \pi D \delta$ — площадь; μ — коэффициент расхода; ΔH — разность напоров на щели, которую можно принять равной $\Delta H = (0,6–0,7)H$; H — напор насоса.

Коэффициент расхода в щели можно найти по формуле А. А. Ломакина

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{2\delta} + 1,5}}, \quad (2.39)$$

где λ — коэффициент гидравлического сопротивления, зависящий от режима движения. При ламинарном режиме коэффициент λ можно принять равным

$$\lambda = \frac{96}{Re}, \quad (2.40)$$

где

$$Re = \frac{w 2\delta}{\nu}, \quad (2.41)$$

Re — число Рейнольдса; w — скорость движения нефти в щели; ν — вязкость нефти; а при турбулентном режиме (при $Re > 1900$) — по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (2.42)$$

При нормальной работе насоса величина утечек находится в пределах 1,5–5 %. Увеличение утечек сверх этого процента свидетельствует об износе уплотнительного кольца.

Износ деталей щелевого уплотнения приводит не только к увеличению утечек, но и к снижению основных параметров работы насосов.

По данным [22] насосные агрегаты необходимо выводить в ремонт:

- при снижении величины напора насоса от базовых значений на 5–6 % и более для насосов горизонтального исполнения и на 7 % — для вертикальных подпорных насосов;
- для насосов типа НМ при снижении КПД на 2–4 % в зависимости от типоразмера:

НМ 500-300, НМ 510-280 — 4 %;

НМ 1250-260 — 3,5 %;

НМ 2500-230 — 3 %;

НМ 3600-230, НМ 7000-210, НМ 10000-210 и подпорные — 2 %;

подпорные вертикальные насосы — 3,5 %.

В период эксплуатации насоса постоянное наблюдение за щелевыми уплотнениями невозможно из-за отсутствия доступа к ним. Осмотр и измерение зазоров в щелевых уплотнениях, а также восстановление размеров щелевых уплотнений или замена уплотнительных колец производится только в период среднего или капитального ремонтов насоса.

Пример расчета утечек через щелевые уплотнения насоса НМ 10000-210.

Исходные данные для расчета: $D = 395$ мм; $l = 0,12$; $D = 40$ мм. Напор $H = 210$ м, подача $Q = 10000$ м³/ч. Примем для расчета $\delta = 0,3$ мм.

Задача определения величины утечки ΔQ через щель решается методом последовательных приближений.

Первое приближение.

Перепад напора на щели примем равным

$$\Delta H = 0,7 H = 0,7 \cdot 210 = 147 \text{ м,}$$

$$w_1 = \sqrt{2g\Delta H} = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 147} = 53,7$$

Определим число Рейнольдса в щели

$$Re = \frac{w_1 4R_r}{\nu} = \frac{w_1 2\delta}{\nu} = \frac{53,7 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 10^{-4}} = 806.$$

Режим течения ламинарный, так как $Re < Re_{кр}$ ($806 < 2320$) воспользуемся формулой

$$\lambda_1 = \frac{96}{Re_1} = \frac{96}{806} = 0,119.$$

Определим коэффициент расхода μ_1 :

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \frac{l}{2\delta}}} = \frac{1}{\sqrt{1,5 + 0,119 \frac{0,04}{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}}} = 0,325.$$

Второе приближение

Определим скорость в щели

$$w_2 = \mu_2 \sqrt{2g\Delta H} = 0,325 \cdot 53,7 = 17,5$$

Определим число Рейнольдса в щели

$$Re_2 = \frac{w_2 2\delta}{\nu} = \frac{17,5 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 10^{-4}} = 525.$$

Режим течения ламинарный так как $525 < 2320$

$$\lambda_2 = \frac{96}{Re_2} = \frac{96}{525} = 0,183.$$

Коэффициент расхода

$$\mu_2 = \frac{1}{\sqrt{\left(1,5 + \lambda \frac{l}{2\delta}\right)}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1,5 + 0,183 \frac{0,04}{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}\right)}} = 0,270.$$

Определим процент ошибки расчета μ :

$$\theta = \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1} = \frac{0,325 - 0,270}{0,325} 100 \% = 16,9 \ %.$$

Третье приближение.

Скорость в щели

$$w_3 = \mu_2 \sqrt{2g\Delta H} = 0,27 \cdot 53,7 = 14,5$$

Число Рейнольдса в щели

$$Re_3 = \frac{w_3 2\delta}{\nu} = \frac{14,5 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 10^{-4}} = 435,$$

— ламинарный режим течения

$$\lambda_3 = \frac{96}{Re_3} = \frac{96}{435} = 0,221.$$

Коэффициент расхода

$$\mu_3 = \frac{1}{\sqrt{\left(1,5 + \lambda \frac{l}{2\delta}\right)}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1,5 + 0,221 \frac{0,04}{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}\right)}} = 0,248.$$

Определим процент ошибки расчета μ :

$$\theta = \frac{\mu_2 - \mu_3}{\mu_2} = \frac{0,270 - 0,248}{0,270} 100 \% = 8,15 \ \%.$$

Четвертое приближение.

Скорость в щели

$$w_4 = \mu_3 \sqrt{2g\Delta H} = 0,248 \cdot 53,7 = 13,4$$

Число Рейнольдса в щели

$$Re_4 = \frac{w_4 2\delta}{\nu} = \frac{13,4 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 10^{-4}} = 402.$$

Ламинарный режим

$$\lambda_4 = \frac{96}{Re_4} = \frac{96}{402} = 0,239.$$

Коэффициент расхода

$$\mu_4 = \frac{1}{\sqrt{\left(1,5 + \lambda \frac{l}{2\delta}\right)}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1,5 + 0,239 \frac{0,04}{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}\right)}} = 0,239.$$

Определим процент ошибки расчета μ :

$$\delta = \frac{\mu_3 - \mu_4}{\mu_3} = \frac{0,248 - 0,239}{0,248} 100 \% = 3,63 \ \%.$$

Пятое приближение.

Скорость в щели

$$w_5 = \mu_4 \sqrt{2g\Delta H} = 0,239 \cdot 53,7 = 12,9$$

Число Рейнольдса в щели

$$Re_5 = \frac{w_5 2\delta}{\nu} = \frac{12,9 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 10^{-4}} = 387.$$

Ламинарный режим

$$\lambda_5 = \frac{96}{Re_5} = \frac{96}{387} = 0,248$$

Коэффициент расхода

$$\mu_5 = \frac{1}{\sqrt{\left(1,5 + \lambda \frac{l}{2\delta}\right)}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1,5 + 0,248 \frac{0,04}{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}\right)}} = 0,236.$$

Определим процент ошибки расчета μ :

$$\theta = \frac{\mu_4 - \mu_5}{\mu_4} = \frac{0,239 - 0,236}{0,239} 100 \% = 1,25 \%$$

Можно добиться любой степени точности расчета, если продолжить расчеты по дальнейшим приближениям.

Определяем величину утечки нефти через одно уплотнение

$$\Delta Q = \mu \pi D \delta \sqrt{2g\Delta H} = 0,236 \cdot 3,14 \cdot 0,395 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot 53,7 = 17 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

через два уплотнения утечки составляют $\Delta Q = 34 \text{ м}^3/\text{ч}$. Утечки снижают объемный КПД насоса. Определим снижение объемного КПД насоса за счет утечек

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = \frac{10000}{10000 + 34} 100 \% = 99,6 \%$$

2. Торцовые уплотнения

Торцовые уплотнения относятся к классу контактных уплотнений, в которых герметизация происходит за счет соприкосновения уплотняющих поверхностей. Плоские уплотняющие поверхности торцового уплотнения (рисунок 2.11) расположены перпендикулярно оси вращения вала и удерживаются в контакте друг с другом за счет усилия, направленного параллельно оси вала.

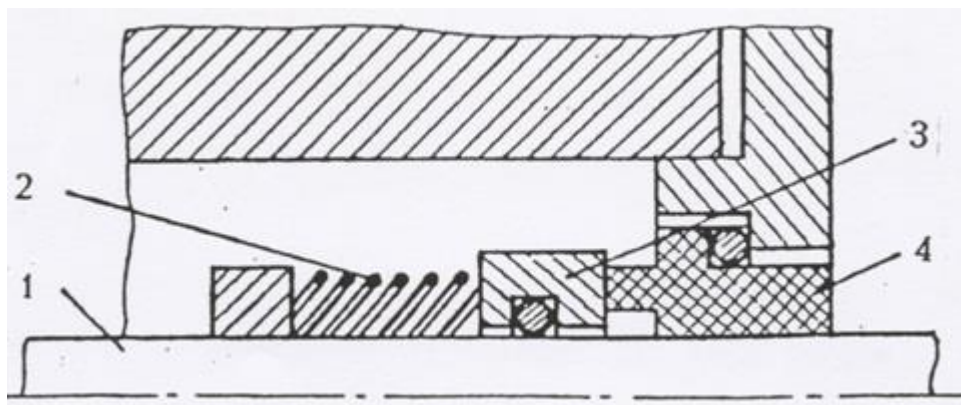


Рисунок 3 — Принципиальная схема торцового уплотнения:

1 — вал; 2 — пружина; 3 — подвижное контактное кольцо; 4 — опорное неподвижное кольцо

Торцовые уплотнения служат для предотвращения утечки перекачиваемой жидкости из корпуса насоса вдоль его вала в окружающую среду. Они устанавливаются на выходе вала из корпуса насоса и называются поэтому еще концевыми уплотнениями. Одна из

уплотняющих поверхностей неподвижно закреплена на валу и вращается вместе с ним (так называемый аксиально-неподвижный блок), а вторая может перемещаться вдоль вала (аксиально-подвижный блок) и прижимается к первой некоторым усилием. Две эти поверхности кольцевой формы образуют пару трения, которая может работать с различными режимами трения.

2.1. Режимы трения торцовых уплотнений

На границе между уплотняющими поверхностями торцовых уплотнений могут наблюдаться следующие режимы трения:

- жидкостной режим;
- полужидкостной режим;
- граничный режим;
- режим сухого трения.

Жидкостной режим трения — это такой режим, при котором между уплотняющими поверхностями образуется слой смазывающей жидкости. Трение при таком режиме зависит только от вязкости жидкости. Коэффициент трения поэтому имеет весьма малое значение (менее 0,005) и не зависит от контактного давления в паре трения, так как оно уравнивается гидростатическим давлением в слое жидкости. К достоинствам этого режима следует отнести малый износ трущихся поверхностей торцового уплотнения, к недостаткам — большую величину утечки жидкости через уплотнение.

При увеличении контактного давления в торцовом уплотнении возникает режим полужидкостного трения, при котором слой жидкости, находящейся еще под гидростатическим давлением становится тоньше и начинает частично прерываться. Трущиеся поверхности кое-где приходят в соприкосновение, в результате чего коэффициент трения зависит уже не только от вязкости жидкости, но и от антифрикционных свойств контактирующих поверхностей. Значение коэффициента трения в этом режиме находится в пределах 0,005–0,03. Наблюдается небольшой износ пары трения и в то же время снижение утечки жидкости.

Дальнейшее увеличение контактного давления приведет к режиму граничного трения. Пленка жидкости между трущимися поверхностями становится весьма тонкой и ее вязкость перестает определять характер трения. Движение жидкости между контактирующими поверхностями прекращается, а коэффициент трения возрастает до 0,03–0,15. Износ деталей становится больше.

Граничный режим может перейти в режим сухого трения при увеличении контактного давления, температуры или скорости скольжения. В этом режиме граничные пленки между трущимися поверхностями отсутствуют на большей части контактирующих поверхностей или полностью, в результате чего трение определяется свойствами материалов, состоянием поверхностей и т.д. Коэффициент трения и износ деталей резко возрастает.

Таким образом, при эксплуатации торцовых уплотнений магистральных и подпорных насосов наиболее предпочтительными являются режимы полужидкостного и граничного трения, при которых величина утечек не превышает 0,3 л/ч.

2.2 Классификация торцовых уплотнений

В настоящее время торцовые уплотнения центробежных насосов классифицируют на основе трех групп признаков.

Первая группа включает внутривидовые отличительные признаки общего характера:

- Расположение вращающегося блока относительно пространства уплотняемой среды (внутренние торцовые уплотнения, когда уплотняемая среда высокого давления находится со стороны наружного диаметра вращающегося блока и внешние торцовые уплотнения, когда уплотняемая среда высокого давления находится со стороны внутреннего диаметра вращающегося блока).
- Местоположение аксиально-подвижного блока (АПБ) на валу (вращающийся и плавающий АПБ) или в корпусе (невращающийся АПБ).
- Нагрузка в уплотняющем стыке. Могут быть следующие торцовые уплотнения:
- нагруженные торцовые уплотнения (номинальное удельное давление в уплотняющем торцовом стыке колец равно перепаду давлений или больше него), или
- разгруженные торцовые уплотнения, когда номинальное удельное давление в уплотняющем торцовом стыке колец меньше перепада давлений.
- Исполнение уплотняющих поверхностей стыка пары колец: поверхность гладкая, профилированная (бескамерные, с камерами), пористая или деформируемая.
- Способ подачи рабочего тела в уплотняющий стык пары колец: самопитающиеся уплотнения или уплотнения с подачей рабочего тела в уплотняющий стык от внешнего источника.
- Устройства подвода рабочего тела в уплотняющий стык:
- Уплотнения без специального устройства (обыкновенные торцовые уплотнения).
- Уплотнения с устройствами подвода рабочего тела такими, как:
- Гидростатические статичные (снабженные устройством постоянного подвода рабочего тела из уплотняемой камеры или из отдельного источника высокого давления) с устройством подвода в виде питающих отверстий без камер; питающих отверстий и камер; со ступенчатым или конфузорным (в радиальном направлении) уплотняющим стыком; в виде пористого дросселя.
- Гидростатические импульсные (снабженные устройством циклического подвода рабочего тела).
- Гидродинамические с постоянным подводом рабочего тела (уплотняемой среды) в ступеньку Рэлея; в канавки (спиральные, сегментные, кольцевые, прямоугольные); к эллипсовидной или эксцентричной уплотняющей поверхности.
- Число ступеней в уплотнительном блоке. По числу ступеней различают
- одноступенчатые и
- многоступенчатые: ступенчатые в осевом, радиальном или осевом и радиальном направлениях.
- Материал уплотняющих колец: металл, керамика, металлокерамика, графит, пластмасса, графитопластмасса, сальниковая набивка.
- Устройства фиксации уплотняющего кольца от проворачивания относительно смежной детали блока: с фиксацией и без фиксации углового смещения (с плавающим кольцом).

- Устройства для осевого поджатия колец торцевой пары: пружины, сильфоны, мембраны, упругие кольца из металлорезины, гидropоджимы, магнитные поджимы.
- Вспомогательный (вторичный) уплотнительный элемент: о-образное кольцо (резиновое, фторопластовое, с упругим кольцевым сердечником в оболочке), манжета, мембрана, сильфон, клиновое, поршневое или плавающее кольцо.

Вторая группа включает отличительные признаки, связанные с параметрами нагружения и эксплуатационными условиями:

- Перепад уплотняемого давления: уплотнения для низкого и высокого перепада давлений.
- Частота вращения вала: уплотнения тихоходных и высокооборотных валов.
- Температура уплотняемой среды: уплотнения для сред с температурой в уплотняющем стыке пары колец ниже температуры их кипения при давлении за уплотнением, для высокотемпературных сред (неохлаждаемые, охлаждаемые), для низкотемпературных (криогенных) сред.
- Условия длительности поддержания уплотняющих свойств в процессе работы: постоянно действующие и стояночные уплотнения.
- Условия технологии сборки: уплотнения с цельными кольцами и обоймами, с кольцами и обоймами из двух и более частей, с кольцами из сальниковой набивки, с блоками патронного типа.

Третья группа содержит отличительные конструктивные признаки, связанные со свойствами уплотняемой среды.

- Агрегатное состояние уплотняемой среды: жидкостные и газовые уплотнения.
- Загрязненность уплотняемой среды: уплотнения для чистых или абразивных сред.
- Условие допустимости вывода (утечки) уплотняемой среды в пространство рабочего помещения: уплотнения, допускающие утечку и не допускающие утечку среды.
- Пожароопасность уплотняемой среды: уплотнения для пожаробезопасных и для легко воспламеняемых сред.
- Способность к кристаллизации уплотняемой среды в технологическом процессе: уплотнение для некристаллизующихся сред, а также для сред кристаллизующихся на выходе из уплотнения и кристаллизующихся в уплотняемой камере.

В центробежных насосах, предназначенных для транспорта нефти и нефтепродуктов, широкое применение получили постоянно действующие торцовые уплотнения, одинарные, гидравлически разгруженные, внешние, с материалами уплотняющих колец из графита, металлокерамики, релита, с не вращающимися АПБ. Для нагнетания легковоспламеняющихся и горючих жидкостей используются центробежные насосы с двойным торцовым уплотнением.

2.3 Конструкции торцовых уплотнений

В настоящее время в насосах, используемых для перекачки нефти, устанавливаются в основном одинарные торцовые уплотнения типов Т, ТН, ТМ. Конструкция уплотнения типа Т и ТН представлена на рисунке 2.12, а уплотнения типа ТМ — на рисунке 2.13.

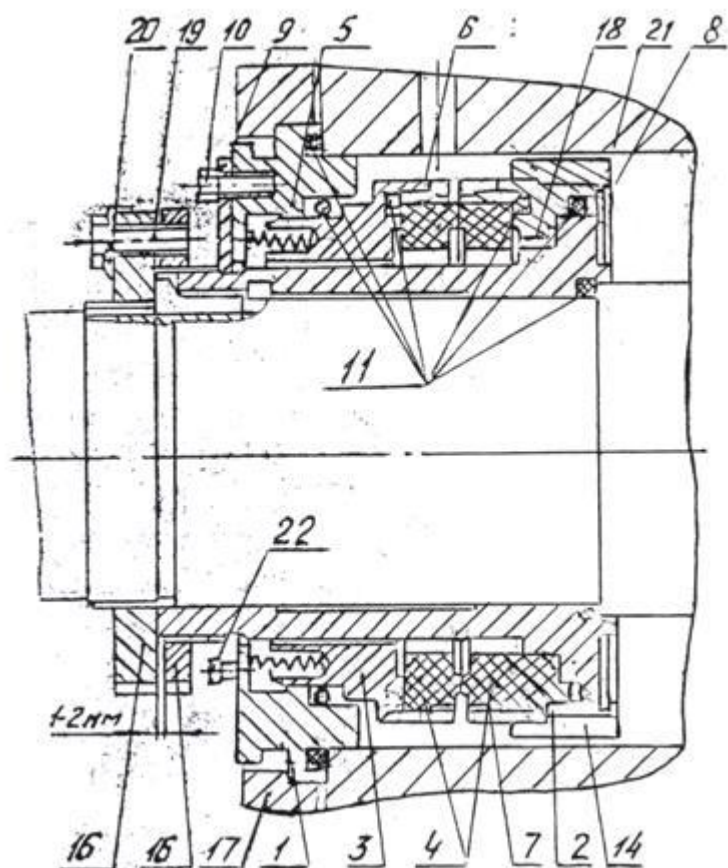


Рисунок 4 — Уплотнение торцовое типа Т:

1 — корпус; 2 — вращающаяся обойма; 3 — аксиально-подвижная обойма; 4 — кольца пары трения; 5 — пружина; 6 — поводок; 7 — фиксатор; 8 — пружинное кольцо; 9 — монтажная скоба; 10 — винт; 11 — резиновые уплотнительные кольца; 14 — втулка; 15 — гайка; 16 — гайка; 17 — крышка; 19 — болт; 20 — шайба стопорная; 21 — импеллер; 22 — винт

Конструктивно уплотнения типа Т и типа ТН отличаются друг от друга лишь тем, что в уплотнении типа ТН вместо разделительной втулки устанавливаются импеллер 21. Кольца пары трения 4 устанавливаются (см. рисунок 3.21) во вращающуюся обойму 2, которая при помощи пружинного кольца 8 крепится на втулке 14. Крутящий момент от вращающейся обоймы 2 передается кольцу пары трения 4 двумя поводками 6. Вращающиеся кольца 4 удерживаются в основном направлении проволоочными фиксаторами 7. Второе кольцо пары трения 4 устанавливается в аксиально-подвижной обойме 3, которая удерживается от вращения двумя винтами 22 и которая вместе с пружинами 5 собирается с корпусом 1 с помощью монтажной скобы 9 и винта 10. Для предотвращения утечки через уплотнения в местах сопряжения деталей устанавливаются резиновые уплотнительные кольца круглого сечения 11.

На рисунке 2.13 представлена схема торцового уплотнения типа ТМ.

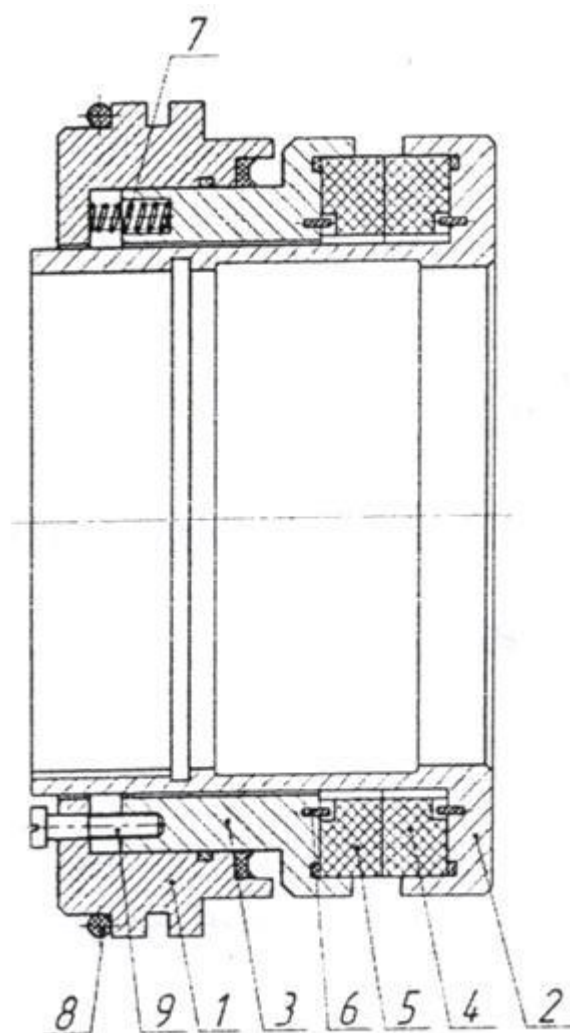


Рисунок 5— Торцовое уплотнение типа ТМ:

1 — корпус; 2 — гильза; 3 — аксиально-подвижная обойма; 4 — кольцо уплотнения; 5 — кольцо уплотнения;
6 — штифт; 7 — пружина; 8 — резиновое кольцо; 9 — винт

Аксиально-неподвижный блок уплотнения состоит из кольца 4, установленного на гильзе 2, к которому крутящий момент передается двумя штифтами 6. Аксиально-подвижный блок состоит из кольца пары трения, установленного в аксиально-подвижной обойме 3, которая удерживается от вращения двумя винтами 9. Аксиально-подвижная обойма вместе с установленными в ней пружинами 7 собирается с корпусом уплотнения 1. Резиновые кольца 8 служат для уплотнения мест, по которым возможна утечка жидкости.

В торцовых уплотнениях типа Т, ТН и ТМ контакт между рабочими поверхностями колец создается за счет усилия пружин и гидростатического давления перекачиваемой жидкости.

Двойные торцовые уплотнения применяются в насосах, рабочей средой которых являются взрыво- и пожароопасные жидкости. Эти уплотнения состоят из двух одинарных уплотнений, которые компоуются либо по схеме “спина к спине” (рисунок 2.14), либо по схеме “тандем”, представленной на рисунке 2.15.

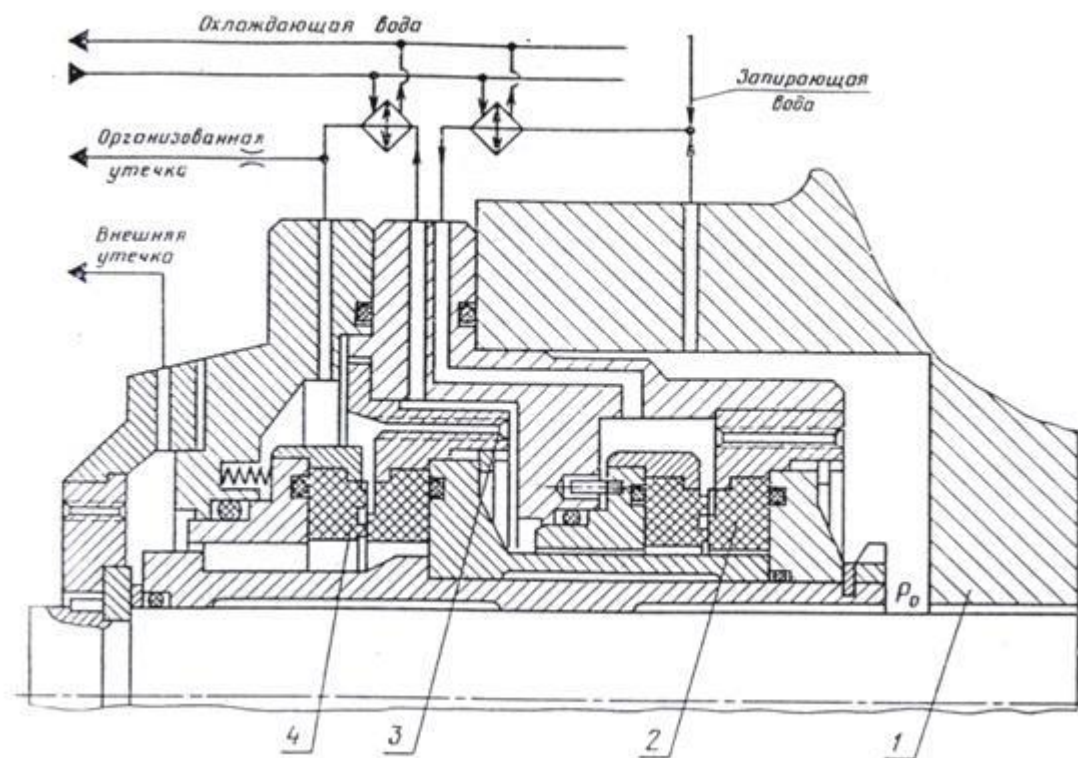


Рисунок 6 — Двойное торцовое уплотнение:

1 — корпус; 2 — кольца пары трения; 3 — втулка; 4 — кольца пары трения

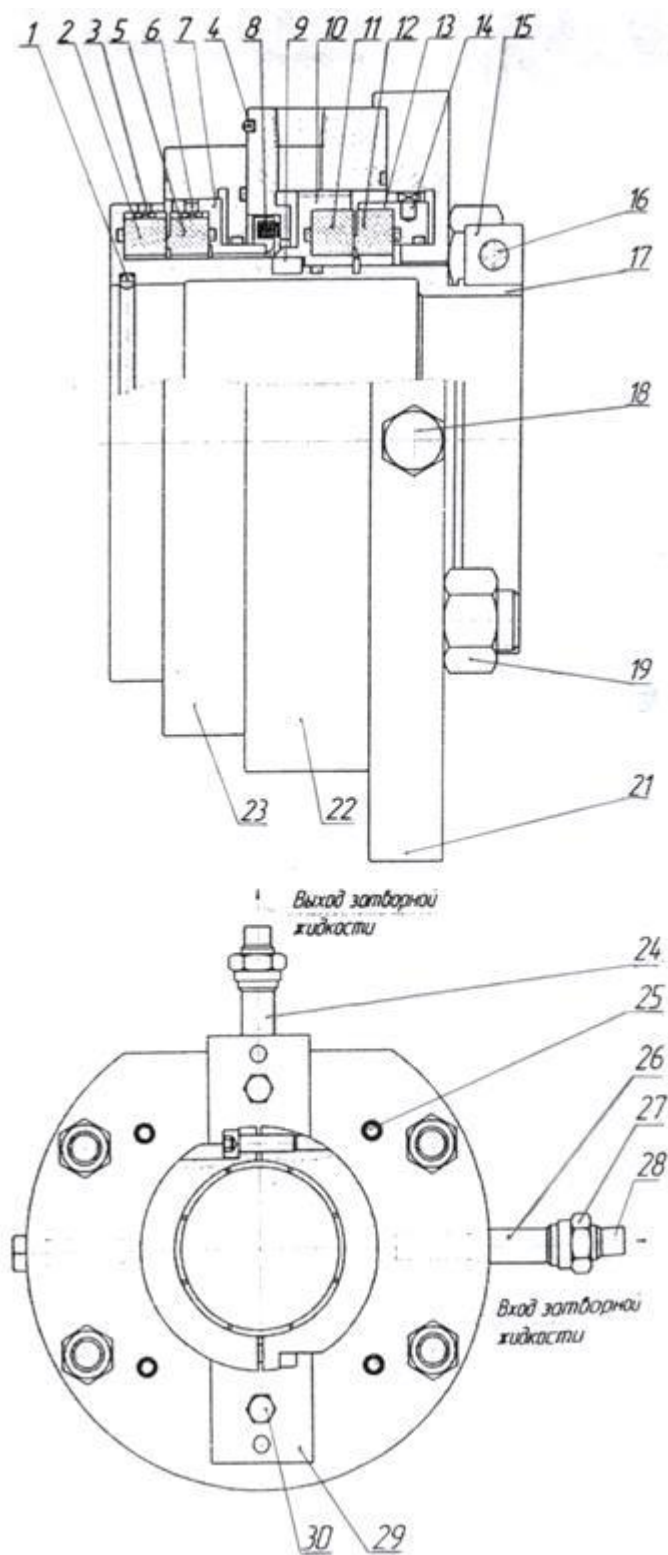


Рисунок 7 — Торцовые уплотнения типа "тандем":

1 — уплотнительное кольцо; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — штифт; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — штифт; 7 — обойма; 8 — пружина; 10 — обойма; 11 — уплотнительное кольцо; 12 — уплотнительное кольцо; 13 — обойма; 14 — штифт; 15 — полукольцо; 16 — винт; 17 — гильза; 21 — фланец; 22 — корпус; 23 — фланец; 24 — штуцер; 25 — болт; 26 — штуцер; 29 — фиксатор; 30 — болт

Торцовое уплотнение типа “тандем” состоит из двух последовательно соединенных одинарных торцевых ступеней (контурной и атмосферной). Аксиально-подвижные блоки включают в себя обоймы 7 и 13, уплотнительные кольца 5 и 12, штифты 6. Обоймы фиксируются штифтами 14 во фланцах 23 и 21. Пружины 8 контурной ступени уплотнения защищены от воздействия перекачиваемой жидкости. Аксиально-неподвижные блоки состоят из гильзы 17 и обоймы 10 с уплотнительными кольцами 2 и 11, штифтов 3. Гильза 17 фиксируется на валу насоса с помощью полуколец 15 и винтов 16, а относительно фланца — с помощью фиксаторов 29, которые крепятся болтами 30. Фланцы 21 и 23 и корпус 22 соединены между собой болтами 25 и образуют две камеры в которых размещаются контурная и атмосферная ступени уплотнения. Затворная жидкость подводится к уплотнению через штуцер 26 и отводится от него через штуцер 24. Герметизация зазоров осуществляется с помощью уплотнительных колец 1 и 4 между одинарными уплотнениями циркулирует затворная жидкость, которая должна обладать инертными свойствами по отношению к перекачиваемому продукту и по отношению к атмосфере.

В двойных уплотнениях (компоновка типа “спина к спине”) давление затворной жидкости должно быть несколько выше давления перекачиваемой жидкости для того, чтобы при выходе из строя уплотнения первой ступени перекачиваемая среда не попала в атмосферу.

В уплотнениях типа “тандем” давление затворной жидкости p_1 должно находиться в пределах

$$p > p_1 > p_{\text{атм}}, \quad (2.43)$$

где p — давление перекачиваемой среды в месте установки уплотнения; $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление.

Принципиальная схема системы циркуляции затворной жидкости в уплотнении типа “тандем” изображена на рисунке 2.16.

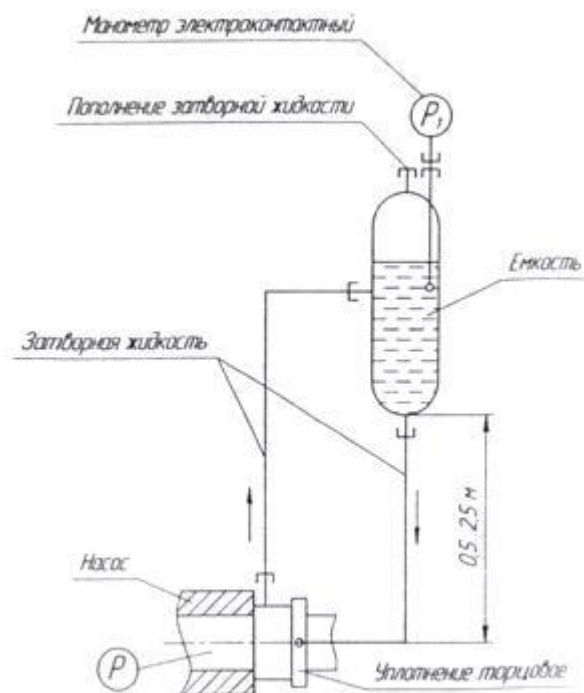


Рисунок 8 — Принципиальная схема системы циркуляции затворной жидкости

Затворная жидкость поступает самотеком в торцовое уплотнение из расширительной емкости, расположенной выше оси вала насоса на 0,5–2,5 м. Отработавшая затворная жидкость вновь поступает в расширительную емкость, оборудованную электроконтактным манометром. В случае выхода из строя контурной ступени уплотнения начинает работать атмосферная ступень. В результате этого в расширительной емкости повысится уровень жидкости и возрастет давление. Превышение заданного значения давления в расширительной емкости является сигналом к остановке насоса.

Контактные кольца торцовых уплотнений изготавливаются из различных антифрикционных материалов, и могут быть:

- металлическими;
- графитовыми;
- керамическими;
- пластмассовыми.

В последние годы наиболее широкое распространение получили уплотнительные кольца торцовых уплотнений из силицированного графита, керамики и металлокерамики, из релита.

Уплотнительные упругие элементы торцового уплотнения выполняются, как правило, из бензомаслостойкой резины.

2.4 Расчет торцовых уплотнений

Расчет торцовых уплотнений в общем случае включает в себя:

1. Расчет контактного давления пары трения.
2. Расчет температурного режима и потребляемой уплотнением мощности.
3. Конструирование элементов уплотнения и выбор материалов деталей.

Надежность работы торцового уплотнения при эксплуатации магистральных и подпорных насосов в значительной степени зависит от величины контактного давления пары трения, т.к. нужное контактное давление приводит к увеличению зазора между контактирующими поверхностями и увеличению утечки через уплотнение, чрезмерно высокое контактное давление вызывает быстрый износ пары трения.

Контактное давление пары трения (рисунок 2.17) определяется по формуле

$$p_k = p_g(k - 0,5) + p_{пр}, \quad (2.44)$$

где p_k — контактное давление; p_g — гидростатическое давление перекачиваемой нефти в насосе; ($p_g \leq 5$ МПа); k — коэффициент гидростатической нагрузки контактной пары, равный

$$k = \frac{F_1}{F_2};$$

$k = 0,55-0,65$;

F_1 — площадь поверхности, на которую действует сила гидростатического давления, прижимающая контактные кольца друг к другу;

$$F_1 = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d^2);$$

F_2 — площадь контакта колец пары трения;

$$F_2 = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2);$$

$p_{пр}$ — удельное давление пружины;

$$p_{пр} = \frac{P_{пр}}{F_2};$$

$P_{пр}$ — суммарное усилие пружин; $P_{пр} = 200\text{--}300\text{ Н}$.

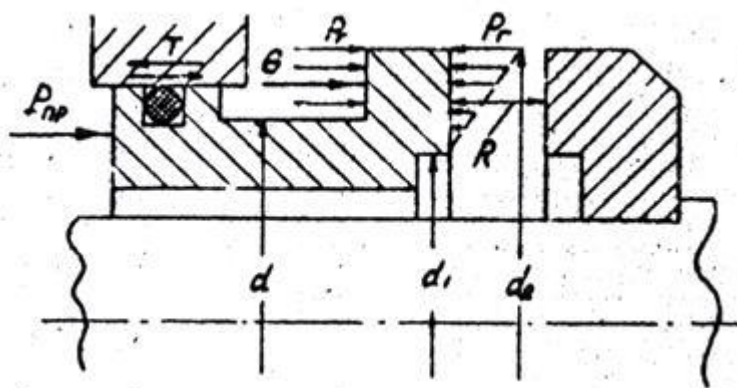


Рисунок 9 — Схема для расчета контактного давления в торцовом уплотнении

Надежность работы торцевого уплотнения также зависит и от мощности, теряемой на трение, так как выделяемое при этом тепло вызывает нагрев контактирующих поверхностей, что в свою очередь ухудшает условия смазки и приводит к термическим напряжениям и деформациям.

Мощность, затрачиваемая на трение в торцовом уплотнении, определяется по формуле:

$$N_{тр} = \pi^2 f D^2 \nu p_k n, \quad (2.45)$$

где f — коэффициент трения контактной пары; D — средний диаметр;

$$D = \frac{d_1 + d_2}{2};$$

ν — ширина контактирующей поверхности; $\nu = d_2 - d_1$; n — частота вращения вала.

При эксплуатации насосов с торцевыми уплотнениями необходимо обеспечивать постоянный отвод выделяющегося тепла от контактирующих поверхностей. Для этой цели в магистральных насосах используются импеллерные устройства. Расход охлаждающей жидкости, протекающей через торцовое уплотнение, определяют по величине мощности, затрачиваемой на трение.

Величина утечек через торцовое уплотнение (не более 0,3 л/ч) и температура торцевого уплотнения являются основными критериями, по которым осуществляется контроль работоспособности торцевых уплотнений.

2.5 Правила эксплуатации торцевых уплотнений

Установку уплотнения и подготовку его к работе производят следующим образом.

Сначала необходимо смазать поверхность вала в месте установки уплотнения и посадочную поверхность корпуса насоса пастой ВНИИНП-232 ГОСТ или графитовой смазкой (смазка минеральными маслами не допускается).

Затем следует закрепить узел уплотнения при помощи фланца 17 и крепежных деталей к корпусу насоса, после чего гайкой 15 закрепить гильзу (переходную втулку 14). В уплотнениях Т, ТН, совместив резьбовые отверстия в гайке 16 с отверстиями в гайке 15 и обеспечив между ними зазор 1–2 мм, стянуть двумя болтами 19 и зафиксировать их от самоотвинчивания стопорными шайбами 20.

Снять монтажную скобу 9. Заполнить насос перекачиваемой жидкостью, обеспечив выпуск воздуха из камер уплотнений. Проверить герметичность уплотнений.

Провернуть вал несколько раз вручную. Вращение должно быть свободным без заеданий. Запустить насос.

При работе центробежного насоса осуществляется постоянный контроль работоспособности торцовых уплотнений, который выполняется в основном по двум параметрам: по величине утечек и по температуре торцового уплотнения. Величина утечек, отводимых от торцовых уплотнений, не должна превышать 0,3 л/ч. Допускается кратковременное (в течение 24 ч работы насоса) увеличение утечек до 0,7 л/ч.

Через определенный интервал времени замеряется температура на каждом торцовом уплотнении насоса и температура нефти в насосе на входе в камеру торцовых уплотнений. Замеренные температуры сравниваются прежде всего с предельно допустимым значением. Если замеренная величина температуры достигла предельно допустимого значения, то подается сигнал на отключение насоса. В противном случае проводится сравнение температур обоих уплотнений между собой и анализируется их изменение во времени. По результатам сравнения и анализа делаются выводы о работе (нормальной или нет) торцовых уплотнений и при необходимости подается предупредительный сигнал или сигнал на аварийную остановку насоса.

Техническое обслуживание торцовых уплотнений производится в соответствии с паспортом через каждые 8000 часов работы торцовых уплотнений на нефти и нефтепродуктах и через 6300 часов работы на конденсате. Оно включает в себя ревизию уплотнений и при необходимости замену изношенных деталей.

Основные неисправности, встречающиеся при работе торцовых уплотнений, и методы их устранения приведены в таблице 2.5.

Таблица Основные неисправности торцовых уплотнений и методы их устранения

Неисправность	Причина	Способ устранения
1	2	3
Повышенная утечка уплотняемой жидкости	1. Нарушен контакт колец пары трения из-за чрезмерного их износа вследствие: а) работы уплотнения всухую; б) попадания в перекачиваемую насосом жидкость взвешенных	Проверить систему циркуляции. Установить фильтр. Притереть рабочие поверхности колец пары

Уплотнение сильно греется	частиц; 2. Перекос аксиально-подвижной обоймы вследствие: а) сильного набухания резинового кольца; б) попадания постороннего предмета между корпусом и аксиально-подвижной обоймой 3. Износ резиновых уплотнительных колец или снижение их эластичности 4. Поломка пружин 5. Большая вибрация насоса Выход из строя системы циркуляции жидкости через камеру уплотнения.	трения или заменить их новыми. Заменить резиновое кольцо. Устранить посторонний предмет. Заменить уплотнительные кольца новыми. Заменить пружины. Устранить вибрацию. Обеспечить циркуляцию жидкости через камеру уплотнения.
---------------------------	--	--

3. Импеллерные устройства центробежных насосов

При работе торцовых уплотнений выделяется большое количество тепла, которое может привести к возникновению температурных напряжений и деформаций в контактной паре и выходу из строя уплотнения. Для предотвращения этих явлений производят охлаждение торцовых уплотнений.

Охлаждение торцовых уплотнений осуществляется путем циркуляции нефти. На рисунке 2.18 представлена схема системы охлаждения торцового уплотнения магистрального насоса, в которой охлаждение происходит за счет перетока части нефти по трубопроводу 4 из области нагнетания в область всасывания магистрального насоса.

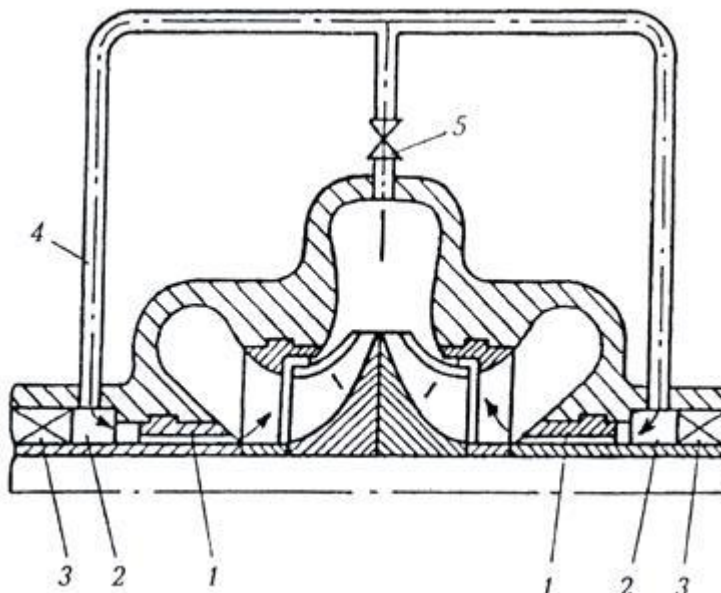


Рисунок 10 — Схема охлаждения торцовых уплотнений за счет циркуляции нефти из области нагнетания в область всасывания магистрального насоса:

1 — щелевое уплотнение; 2 — камера торцового уплотнения; 3 — торцовое уплотнение; 4 — трубопровод; 5 — вентиль

На рисунке 2.19 приведена схема охлаждения, в которой циркуляция нефти происходит наоборот из области всасывания насоса по трубопроводу 4 в область нагнетания. Такая схема охлаждения является более предпочтительной, так как в этом случае не происходит снижения кпд магистрального насоса за счет циркуляции.

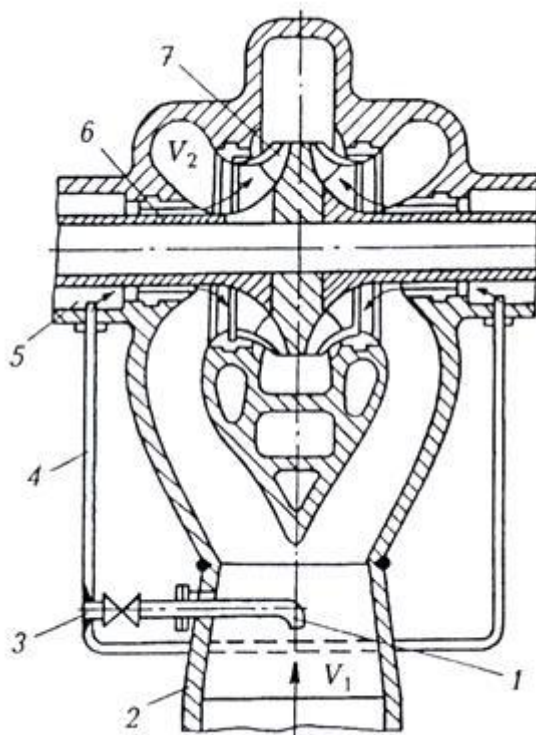


Рисунок 11 — Схема охлаждения торцовых уплотнений за счет циркуляции нефти из области всасывания в область нагнетания магистрального насоса:

1 — трубопровод; 2 — всасывающий патрубок насоса; 3 — обратный клапан; 5 — камера торцового уплотнения; 6 — торцовое уплотнение; 7 — рабочее колесо

В настоящее время в системах охлаждения торцовых уплотнений широко используются импеллерные устройства.

Импеллерные устройства представляют собой винтовой насос (рисунок 2.20), который устанавливается на вал магистрального насоса вместо разделительной втулки.

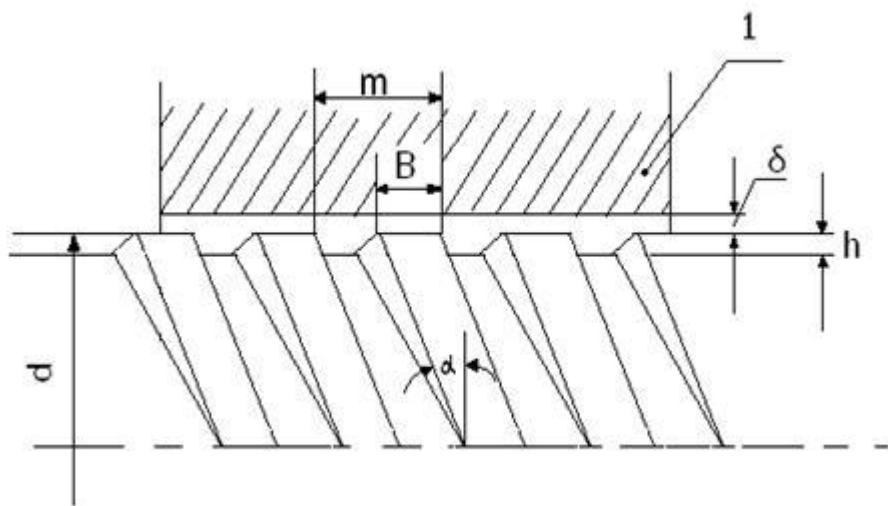


Рисунок 12 — Схема импеллерного устройства

Он работает совместно с торцовым уплотнением. Всасывающая сторона импеллера обращена в сторону торцового уплотнения, а для создания циркуляции жидкости во втулке корпуса делается несколько проточек диаметром 10–15 мм либо отверстие в подводе. Создаваемый импеллером поток жидкости омывает торцовые уплотнения, отводя выделяющееся в них тепло. Расход жидкости через импеллер составляет 1–2 м³/ч.

Импеллер имеет следующие основные конструктивные размеры:

u, v — безразмерные параметры;

m — шаг нарезки;

B — ширина выступов, которая составляет не менее трех миллиметров;

h — глубина нарезки, обычно $h = 3\text{--}5$ мм;

δ — зазор между импеллером и втулкой корпуса, как и для щелевого уплотнения, $\delta = 0,3\text{--}0,4$ мм;

α — угол наклона винтовой линии, $\alpha = 10\text{--}17^\circ$;

$$u = (m - b) / m = 0,6\text{--}0,7; \quad (2.46)$$

$$v = (h + \delta) / \delta = 4\text{--}13; \quad (2.47)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,15\text{--}3. \quad (2.48)$$

Форма нарезки — прямоугольная, число заходов составляет $z = 5\text{--}15$.

Для того чтобы подобрать импеллерное устройство, необходимо рассчитать и построить совмещенную характеристику импеллера и проточек. Для этого рассчитывается и строится теоретическая напорная характеристика импеллера (прямая 1 на рисунке 2.21), на которую наносится нагрузочная характеристика (линия 2), т.е. зависимость потерь давления в проточках от подачи. Точка пересечения этих двух характеристик (рабочая точка А) даст значение расхода нефти, с которым она будет циркулировать через торцовое уплотнение, и создаваемого импеллером давления.

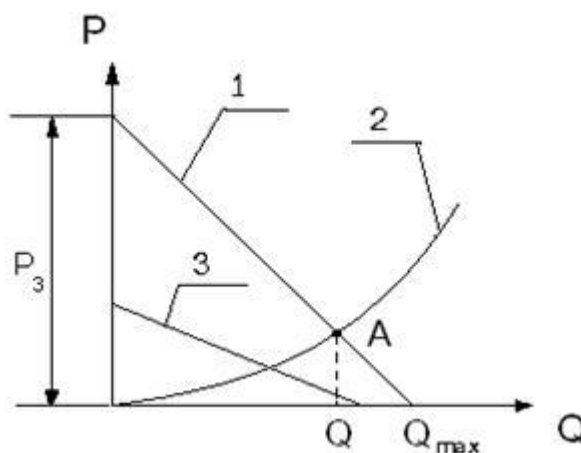


Рисунок 13 — Совмещенная характеристика импеллерного устройства

1, 3 — характеристики импеллеров; 2 — нагрузочная характеристика; т. А — рабочая точка при работе импеллера, имеющего характеристику 1

В процессе эксплуатации импеллерного устройства за счет износа величина зазора δ с течением времени возрастает, что приводит к резкому снижению его характеристики (линия 3 на рисунке 2.21) и рабочих параметров.

4. Гидравлическая пята

Гидравлическая пята является разгрузочным устройством и служит для устранения осевого усилия, возникающего в секционных насосах типа НМ с рабочими колесами одностороннего входа жидкости. Принципиальная схема гидравлической пяты представлена на рисунке 2.22.

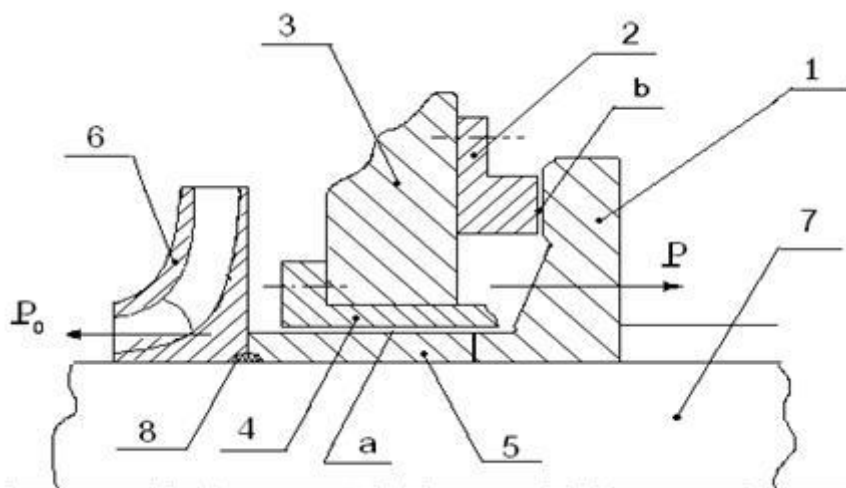


Рисунок 14 — Принципиальная схема гидравлической пяты

Гидравлическая пята устанавливается в насосе после последнего рабочего колеса 6. Основной деталью гидравлической пяты является диск 1, расположенный и зафиксированный на валу 7 и вращающийся вместе с валом. Между ним и подпятником 2, неподвижно закрепленным в корпусе 3, образуется щелевое отверстие b. Аналогичное щелевое отверстие a создается также между вращающейся вместе с валом деталью 5 и неподвижно закрепленной в корпусе деталью 4. Цифрой 8 на схеме обозначено резиновое уплотнительное кольцо.

Жидкость, выходящая из рабочего колеса, проходит последовательно через щели a и b, где теряет значительную часть энергии на трение и местные сопротивления, после чего отводится снова на вход в рабочее колесо. За счет этого возникает разность давлений слева и справа на корпус 3 и особенно на диск гидропята (давление, действующее на левую сторону диска гидропята, значительно больше давления, приходящегося на правую часть диска), вследствие чего возникает сила давления P , уравнивающая осевое усилие P_0 ($P = P_0$).

При изменении величины осевого усилия его уравнивание в гидравлической пяте происходит автоматически за счет изменения величины зазора b.

В рабочих условиях уменьшение осевой силы P_0 , действующей на ротор со стороны всасывания, вызывает соответствующее осевое смещение ротора, и торцовый зазор уменьшается, что приводит к увеличению силы P . Уменьшение торцового зазора продолжается до тех пор, пока сила P не достигнет значения P_0 , при этом ротор будет статически уравновешен в осевом направлении. Случайное уменьшение осевой силы P_0

приводит к такому увеличению торцового зазора, при котором сила P снижается до значения P_0 . Таким образом, каждому значению осевой силы P_0 в установившемся состоянии соответствует определенный зазор в торцовой щели, при котором выполняется равенство $P_0 = P$.

В процессе работы гидропята нельзя допускать чрезмерного уменьшения зазора в торцовой щели, так как это может привести к задирам поверхности из-за попадания твердых частиц в торцовую щель.

При работе гидравлической пяты утечки через пяту отводятся обратно во всасывающую полость насоса. Жидкость после пяты, вследствие потерь на трение в пяте и в самом насосе, имеет температуру более высокую, чем на входе в насос. Возможны случаи, когда температура жидкости после разгрузки может превысить температуру парообразования или из-за чрезмерного нагрева, или из-за недопустимого снижения давления на всасывании. Наступает парообразование в торцовой щели, которое может явиться причиной металлического контакта между уплотняющими поверхностями. При этом в лучшем случае происходит интенсивный износ трущихся поверхностей, в худшем — авария (заклинивается или ломается ротор). Чтобы избежать таких явлений, необходимо постоянно контролировать давление в камере после пяты и поддерживать его на нужном уровне, особенно в насосах, перекачивающих горячие жидкости.

При эксплуатации насосов из-за износа увеличивается размер дроссельных элементов — щелей (a) и (b), в результате чего снижается эффективность работы гидравлической пяты, возрастают утечки и потери мощности насоса.

Практическое занятие № 26 *«Изучение схем и оборудования вспомогательных систем центробежных насосов»*

Цель работы: Изучить схемы и оборудование вспомогательных систем центробежных насосов

В период эксплуатации системы обратного водоснабжения обслуживающий персонал обязан:

- контролировать техническое состояние и параметры работы системы обратного водоснабжения (давление, температуру воды);
- регулярно проверять герметичность фланцевых соединений и запорной арматуры; выявленные утечки устранять;

- регулярно осуществлять контроль уровня воды в аккумулирующей емкости, при необходимости производить пополнение воды из водопровода;
- проверять охлаждающую воду на отсутствие в ней следов масла; появление масляных пятен свидетельствует о нарушении герметичности водяных маслоохладителей;
- выполнять аварийную остановку системы в следующих случаях:
- отказ водяных насосов;
- падение давления в системе ниже установленного значения;
- пожара в насосном зале;
- исчезновения напряжения в системе электроснабжения;
- сильного шума, треска и вибрации, а также нарушения целостности корпуса водяного насоса;
- поломки вала или муфты водяного насоса;
- неисправности электродвигателя насоса;
- нарушения герметичности водопроводов.

Основные неисправности системы охлаждения, приборы и методы обнаружения, а также возможные причины представлены в таблице 5.3.

Таблица Признаки неработоспособности системы охлаждения

Признак неработоспособности	Приборы и методы контроля	Причина неработоспособности
1	2	3
Перегрев обмоток статора и ротора при прочих устраненных причинах	Термометр сопротивления	Неисправность в системе охлаждения, например, водяного насоса
Течь воды из трубопроводов	Визуальный Для определения места утечки испытать гидравлическим способом давлением 0,5 МПа	Негерметичность трубопроводов
Уменьшение разности между температурой охлажденной воды и воды перед охладителем, перегрев электродвигателей при прочих устраненных причинах	Термометры сопротивления или другого типа	Засорение трубок водоподдачи; трубки промыть слабым раствором соляной кислоты (3–5 %) и прочистить специальными щетками
Давление воды в коллекторе водяного насоса менее номинального	По показаниям манометров	Недостаточно воды в емкости Неисправен водяной насос Засорение коллектора

Техническое обслуживание, плановый диагностический контроль и ремонт системы обратного водоснабжения выполняются со следующей периодичностью: техническое обслуживание и диагностический контроль — 700 ч, текущий ремонт — 4200 ч (не реже 1 раза в год), а капитальный ремонт — 25200 ч (не реже 1 раза в 3 года).

1. Система сбора утечек

Каждый насосный агрегат оборудован и оснащен системой сбора утечек нефти. Система сбора и откачки утечек (рисунок 5.4) служит для сбора утечек нефти от следующего оборудования:

- торцевых уплотнений магистральных насосных агрегатов;
- аварийных утечек нефти и воды из насосного зала;
- дренажа от регуляторов давления;
- дренажа от фильтров-грязеуловителей;
- дренажа из флотационной установки;
- дренажа из камер приема и пуска СОД.

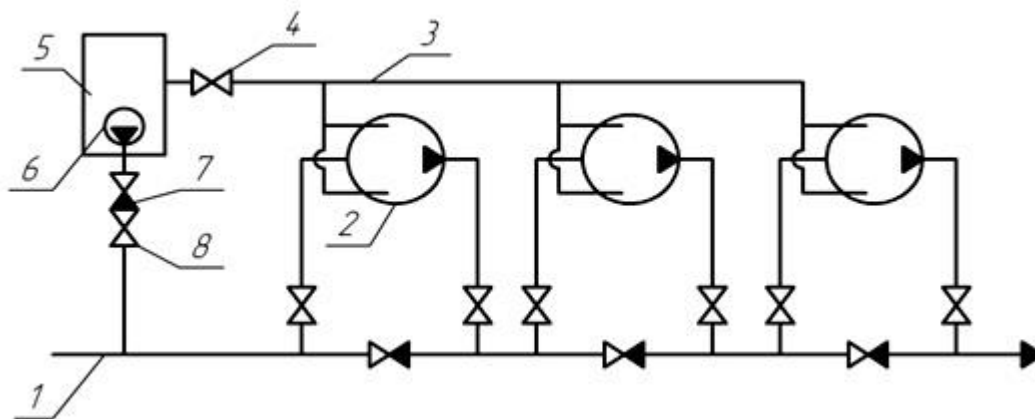


Рисунок 1 — Принципиальная схема системы сбора утечек

1 — всасывающий коллектор, 2 — насос магистральный, 3 — коллектор сбора утечек, 4, 8 — задвижка, 5 — емкость сбора утечек, 6 — погружной насос, 7 — обратный клапан.

Она состоит из трубопроводов, емкостей 5 и насосов откачки утечек 6.

Утечки нефти от торцевых уплотнений насосов самотеком поступают в емкости сбора утечек. При аварийном увеличении утечек, нефть, переливаясь из камеры утечек, попадает в лоток, находящийся на полу насосной. По лотку она попадает в приямок аварийных утечек, оттуда в отстойник, после которого поступает в емкости сбора утечек.

Заполнение емкости сбора утечек контролируется датчиками уровня наполнения. При превышении рабочего уровня нефти в емкостях сбора утечек срабатывает защита, отключающая насосный агрегат. Откачка нефти из емкостей сбора утечек производится автоматически.

Типовой объем работ по техническому обслуживанию трубопроводов системы откачки утечек включает в себя:

— очистку (пропарку) от отложений парафина и грязи, проверку работоспособности обратных клапанов;

— при нарушении герметичности производятся демонтаж обратных клапанов, разборка и дефектация деталей, сборка и проверка их работоспособности.

Типовой объем работ при капитальном ремонте трубопроводов системы откачки утечек включает в себя следующее: производятся все работы, предусмотренные при техническом обслуживании, а также для трубопроводов системы откачки утечек предусматриваются вскрытие и замена поврежденных и подвергшихся коррозии участков трубопровода, нанесение изоляции на вскрытые и замененные участки. После проведения работ проверяются герметичность и прочность системы давлением 1,25 рраб в течение 15 мин.

Нормативы технического обслуживания и ремонта предусматривают периодичность технического обслуживания — 6 мес., диагностического контроля трубопроводов системы утечек — 6 мес., капитального ремонта — 6 лет.

Обслуживание емкостей вспомогательных систем осуществляется согласно графику проведения ремонтов и технических обслуживаний указанных систем.

При техническом обслуживании проводятся: проверка герметичности разъемных соединений и целостности основного металла корпуса; подтяжка резьбовых соединений; проверка сальниковых уплотнений и замена прокладок при обнаружении течи; составление дефектной ведомости.

При текущем ремонте выполняются:

— ремонт покрытия и корпуса с применением клеевых соединений или сварки;

— ремонт оборудования, расположенного с наружной стороны емкости; отсоединение технологических трубопроводов от емкости, установка заглушек;

— очистка емкости от осадков нефтепродуктов, отложений парафина, коррозионных отложений;

— дегазация емкости при необходимости проведения сварочных работ;

— окраска емкости;

— ремонт протекторной защиты днищ емкости, при необходимости;

— проверка и ремонт поручней, стоек, лестниц.

При капитальном ремонте выполняются все операции текущего ремонта, а также:

— замена отдельных участков корпуса, днища и кровли емкости;

— демонтаж, ремонт и монтаж оборудования емкости;

— покраска.

Помимо периодических ремонтных работ, установленных для вспомогательных систем, необходимо 1 раз в месяц проводить осмотр емкостей.

При осмотре емкостей обращают внимание на следующие признаки нарушения прочности и изменения формы: появление вмятин вследствие образования в емкости недопустимого вакуума или по иным причинам; образование трещин по сварным швам кровли, корпуса, окрайков днища и по прилегающим участкам основного металла;

неравномерная осадка емкостей; коррозионный износ и, как следствие, уменьшение толщины листов, утечки нефти; герметичность соединений трубопроводной обвязки емкостей; целостность и отсутствие деформаций элементов крепления к емкостям насосов, клапанов, арматуры и т.д.

Практическое занятие № 27 «Расчет систем смазки и охлаждения ЦБН»

Цель работы: Получить навыки расчета систем смазки и охлаждения ЦБН

1. Система смазки центробежных насосов

Централизованная система смазки и охлаждения насосных агрегатов поставляется вместе с самим насосным агрегатом и предназначена для принудительной смазки подшипников насосов и электродвигателей. Она состоит (см. рисунок 5.1) из рабочего и резервного баков для масла, аварийного маслобака ЕА, рабочего и резервного масляных насосов Н-1 и Н-2, фильтров для очистки масла Ф1 и маслоохладителей (аппаратов воздушного охлаждения АВОМ). Масло из основного маслобака забирается масляным насосом, проходит через маслофильтр и подается в маслоохладители, откуда поступает в аварийный бак. Он расположен выше уровня оси вала насосов НМ-1–НМ-4 и назван так потому, что служит для снабжения маслом подшипников в период отсутствия электроэнергии на станции. Из аварийного бака масло самотеком подается к подшипникам насосного агрегата и далее самотеком возвращается в маслобак.

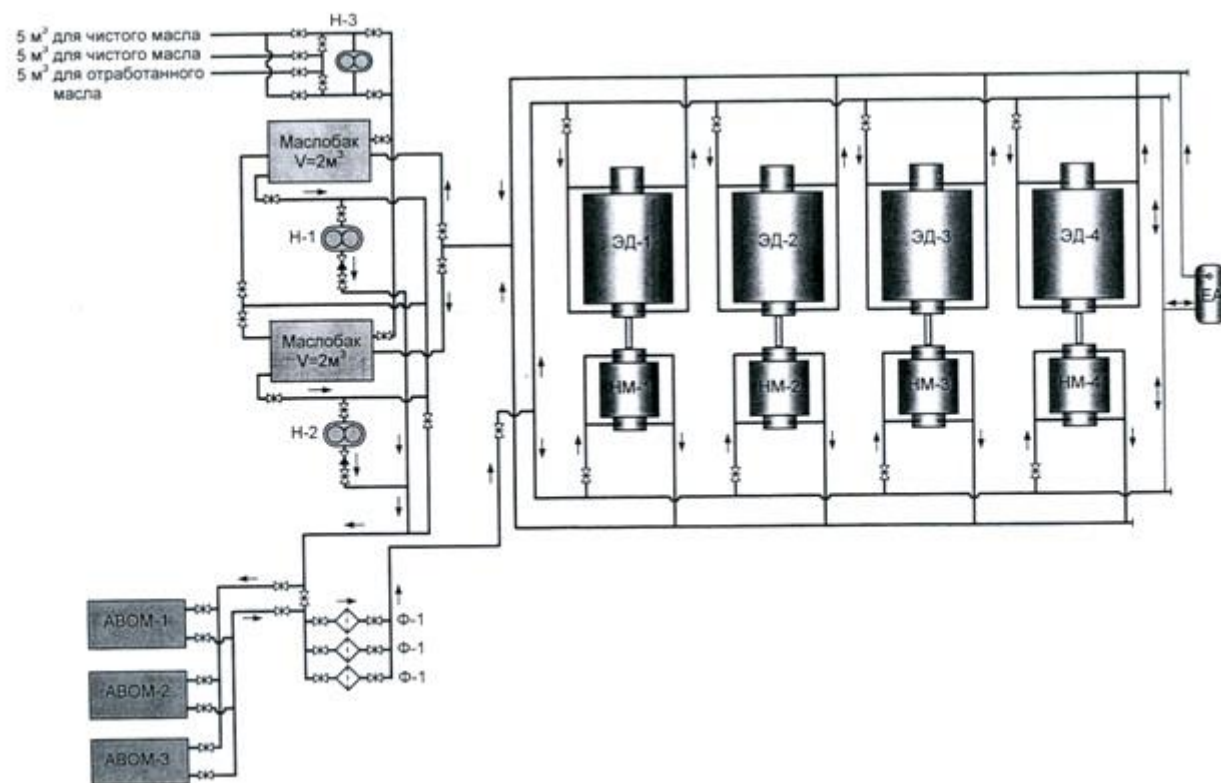


Рисунок 1 — Схема системы маслоснабжения насосных агрегатов

В качестве смазки подшипников применяется турбинное масло марки Т-22, Т-22л, Т-30 или Т-46. Температура масла в коллекторе перед поступлением в подшипники насосного агрегата не должна быть выше 35 °С, на выходе — не выше 55 °С. Давление масла в системе перед подшипниками должно находиться в пределах 0–0,08 МПа.

При работе маслосистемы происходят потери масла, которые восполняются с помощью специального масляного насоса Н-3 из емкостей для хранения чистого масла, расположенных за пределами электрозала. Эти емкости служат для хранения как чистого, так и отработанного масла.

Расчет системы смазки выполняется на основе уравнения теплового баланса

$$q_1 = q_2 = q_3, \quad (5.1)$$

где q_1 — теплота, выделяемая при работе подшипников,

$$q_1 = n N (1 - \eta_{\text{мех}}); \quad (5.2)$$

n — число одновременно работающих агрегатов; N — мощность одного агрегата; $\eta_{\text{мех}}$ — КПД подшипников; q_2 — теплота, отводимая маслом от подшипников;

$$q_2 = Q_{\text{м}} \rho_{\text{м}} C_{\text{м}} \Delta t_{\text{м}} \quad (5.3)$$

$Q_{\text{м}}$ — объемный расход масла; $\rho_{\text{м}}$ — плотность масла; $C_{\text{м}}$ — удельная теплоемкость масла; $\Delta t_{\text{м}} = 20\text{--}25$ °С — температура нагрева масла; q_3 — теплота, отдаваемая маслом в маслоохладителях.

Для водяных маслоохладителей:

$$q_3 = Q_{\text{в}} \rho_{\text{в}} C_{\text{в}} \Delta t_{\text{в}}, \quad (5.4)$$

$Q_{\text{в}}$ — объемный расход воды; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воды; $C_{\text{в}}$ — теплоемкость воды; $\Delta t_{\text{в}}$ — температура нагрева воды в охладителе;

для воздушных:

$$q_3 = k F \Delta t, \quad (5.5)$$

где k — коэффициент теплопередачи от масла к воздуху; F — площадь поверхности теплообмена; Δt — температура охлаждения масла.

Расчет системы смазки заключается в:

— определении расхода масла, необходимого для охлаждения подшипников;

- выполнении гидравлического расчета маслопроводов и подборе насосов;
- выполнении гидравлического расчета самотечного участка маслопроводов, определении высоты установки аварийного бака и его емкости;
- подборе маслоохладителей.

Для работы в системе смазки используются электронасосные агрегаты на базе шестеренных насосов, состоящие из насоса и электродвигателя, соединенных эластичной муфтой. Условные обозначения агрегата: Э — электронасосный агрегат, Ш — шестеренный, Ф — фланцевый, Т — топливный, М — масляный, Г — обогреваемый, числитель дроби — округленное значение подачи агрегата в м³/ч, знаменатель — давление на выходе, кг/см², буквы после дроби — материал гидравлической части насоса.

Техническая характеристика шестеренных насосов приведена в таблице 5.1.

Таблица 1 — Техническая характеристика шестеренных насосов

Марка агрегата	Марка насоса	Номинальный режим					Вязкость перекачиваемой жидкости, мм ² /с	Электродвигатель	
		Подача, м ³ /ч	Давление на выходе, МПа	Число оборотов, 1/мин	Мощность, кВт	масса, кг		Тип	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ЭШФ0,4/2 5Б	ШФ4,5/2 5Б	0,2	2,5	1430	0,6	4,0	5–750	АОЛ2-21-4	20,0
ЭШФ0,8/2 5Б	ШФ0,8/2 5Б	0,6	2,5	1430	0,9	4,2	5–750	АОЛ2-21-4	20,0
ЭШФ 2/25	ШФ2-25/А	1,4	2,5	1430	1,8	11,0	6–600	ВАО-31-4	33,5
ЭШМ 1,5/4-1		1,4	0,4	1430	1,1	11,5	500–9000	ВАО-32-4	34,5
ЭШТ 1,5/6-1		1,4	0,6	1430	0,8	11,5	150–1000	АОМ-32-4	33,5
ЭШФ 2/16		1,4	1,6	1430	1,1	11,0	20–600	АОМ-31-4	33,5

ЭШФ 3,2/6	ШФ3,2-25А	2,3	0,6	1430	0,8	11,5	6–220	АО2-22-4	33,5
ЭШФ 5/4	ШФ5-25А	3,6	0,4	1430	1,0	14,0	20–600	АО2-22-4	33,5
ЭШТ 6/6-1	ШФ8-25А	5,8	0,6	1430	3,1	18,0	6–75	АО2-41-4М	32,0
ЭШФ 8/2,5		5,8	0,25	1430	1,0	16,5	20–600	АО2-22-4	33,5
ЭШФ 20/4-1	ШФ20-25А	16,5	0,4	1460	5,0	40,0	20–190	АО2-42-4	93,0
ЭШФ 20/6-1		16,5	0,6	1460	6,0	40,0	20–760	ВАО-51-4	160,0
ЭШФ 20/6-3	ШФ80-16А	16,5	0,6	1430	6,0	40,0	760–1520	ВАО-52-4	174,0
ЭШФ 20/4		16,5	0,4	1430	4,2	40,0	20–180	АО2-42-4	93,0
ЭШФ 20/6		16,5	0,6	1430	5,2	40,0	20–750	АО2-51-4	118,0
ЭШФ 20/6-1		16,5	0,6	1430	5,2	40,0	20–750	АО2-52-4	132,0
ШФ 80 16-36/4		36,0	0,4	950	11,0	100,0	20–1800	АО2-72-6	231,0
ШФ80 36/4-1		36,0	0,4	950	11,0	100,0	20–1800	ВАО2-72-6	333,0

Охлаждение масла в настоящее время производится с помощью аппаратов воздушного охлаждения масла типа АВМ (рисунок 5.2). Эти аппараты имеют простые схемы, надежны в эксплуатации и не требуют предварительной подготовки теплоносителя. Они состоят из секций оребренных теплообменных труб различной длины (3–10 м), вентиляторов с электроприводом, диффузоров с жалюзи для регулировки расхода воздуха, несущих конструкций. Наружные поверхности теплообменных труб имеют оребрение.



Рисунок 5.2 — Аппараты воздушного охлаждения масла

В аппаратах типа АВМ может устанавливаться один или два вентилятора, последний вариант предпочтительнее, так как в этом случае улучшается теплообмен за счет более равномерного обдува поверхностей. Вентиляторы, используемые в АВО, осевого типа с высокой подачей (скорости вращения лопастей достигают 60–65 м/с) и сравнительно небольшим напором. Привод вентиляторов осуществляется от электродвигателей мощностью 10–100 кВт. Лопасты вентиляторов могут быть поворотными и неповоротными. Вентиляторы с поворотными лопастями позволяют регулировать расход и температуру масла.

В некоторых АВМ устанавливаются системы увлажнения воздуха, а также системы предварительного подогрева масла.

Камеры секций АВМ могут быть разъемными и неразъемными. Разъемные секции более удобны, так как дают возможность очистки внутренних поверхностей от отложений.

Пуск маслосистемы в работу выполняется следующим образом:

- Перед заполнением системы производится ее очистка от механических частиц и промывка.
- Заполнение маслосистемы производится через фильтрующие сетки.
- В месте подвода трубопровода к узлу трения на трубопроводе устанавливаются сетки, а также дроссельные шайбы, позволяющие регулировать расход масла.
- Замеряется уровень масла в емкостях.

- Включается маслонасос.
- Устанавливается необходимый расход масла в системе.

Правила эксплуатации системы маслоснабжения включают в себя:

- При работе маслосистемы должны регистрироваться температура и давление масла на входе в подшипники насосных агрегатов и температура подшипников. Температурный режим должен поддерживаться в системе в пределах, заданных в инструкции завода-изготовителя и обеспечивать температуру подшипников насосных агрегатов не выше максимально допустимых величин.
- Уровень масла в баках и давление масла должно быть в установленных пределах. Уровень контролируется автоматически с соответствующей сигнализацией.
- Масло, находящееся в системе смазки, должно заменяться свежим в установленные сроки. Независимо от сроков, указанных в инструкции завода-изготовителя насосного агрегата, масло должно быть заменено свежим при обнаружении любого из следующих признаков:
 - содержание механических примесей свыше 1,5 %;
 - содержание воды в масле свыше 0,25 %;
 - кислотность свыше 1,5 мг КОН на 1 г масла;
 - температура вспышки по Бренкеру ниже 150 °С;
 - в масле обнаружена нефть.
- Для каждого типа насосного агрегата должна быть установлена периодичность отбора проб и проверки качества масла.
- Во избежание повышенного износа насосов и двигателей разрешается применять только те марки масел, которые были рекомендованы заводом-изготовителем.
- Масло от поставщика должно приниматься при наличии паспорта на него. В противном случае приемка должна осуществляться только после проведения соответствующих анализов.
- Для каждого типа насосов и двигателей устанавливаются соответствующие нормы расхода масла на основе заводских эксплуатационных данных.
- Элементы системы смазки (трубопроводы, баки, фильтры и т.д.) должны подвергаться периодической очистке.

Техническое обслуживание системы заключается в устранении неисправностей без вмешательства в работу системы, а именно: наружный осмотр, очистка наружных поверхностей от внешних загрязнений, ликвидация течей во фланцевых соединениях, проверка состояния и промывка фильтрующей сетки, используемой при заливке масла и т.д. Периодичность технического обслуживания маслосистемы и планового диагностического контроля составляет 700 ч, текущего ремонта — 4200 ч (не реже 1 раза в год), а капитального ремонта маслосистемы — 25200 ч (не реже 1 раза в 3 года).

Основные неисправности системы смазки, их причины и способы обнаружения представлены в таблице 5.2.

Таблица 2 — Признаки неработоспособности системы смазки

Признаки	Приборы и методы	Причина неработоспособности
----------	------------------	-----------------------------

неработоспособности	контроля	
1	2	3
Давление в конце масляной линии (перед подшипниками) менее 0,118 МПа (1,2 кг/см ²) или указанного в паспорте на маслосистему	По показаниям манометров	Неправильно отрегулирован предохранительно-перепускной клапан Рабочее давление больше давления перепуска Недостаточно масла в баке Засорение маслофильтров Неисправен маслонасос
Перепад давления в маслофильтре более указанного в паспорте	По показаниям манометров	Засорение маслофильтров
Температура масла после маслоохладителя более 55 оС Температура масла на входе в подшипники насосных агрегатов более 55 °С или указанной в паспорте	Термодатчики	Неисправности АВО Неисправности АВО Недостаточное поступление масла к подшипникам Грязное масло
Наличие воды и механических примесей в масле	По результатам анализа масла	Произведена недостаточная очистка маслоохладителей, маслобаков и трубопроводов
Наличие нефти в масле	По результатам анализа масла	Повреждены уплотнения подшипников насосных агрегатов между масляной и нефтяной полостями Переполнение полостей слива нефти из торцовых уплотнений (корыт насоса) в результате повышенной утечки через торцовые уплотнения

2. Система охлаждения насосных агрегатов и электродвигателей

Система оборотного водоснабжения магистральных насосных агрегатов (см. рисунок 5.3) предназначена для обеспечения охлаждения обмоток электродвигателей основных магистральных насосов и маслоохладителей с водяным охлаждением. Охлаждение нагретой воды производится в капельной градирне. Схема оборотного водоснабжения включает в себя градирню 5, два водяных насоса 6, аккумулирующую емкость, трубопроводы подачи 8 и возврата 9 воды, запорно-регулирующую арматуру, контрольно-измерительные приборы и приборы автоматики.

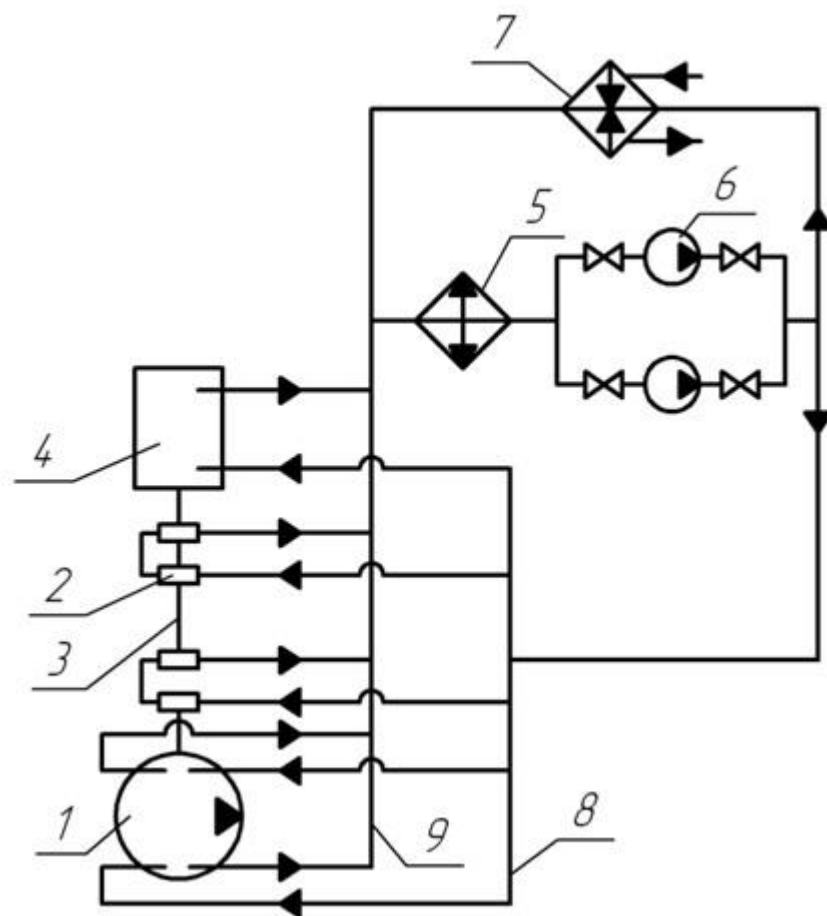


Рисунок 1 — Принципиальная схема системы водяного охлаждения насосного агрегата:
 1 — нефтяной насос; 2 — подшипник промежуточного вала; 3 — промежуточный вал; 4 — электродвигатель;
 5 — градирня; 6 — водяной насос; 7 — маслоохладитель; 8 — нагнетательная линия системы; 9 — всасывающая линия

Для охлаждения насосно-силовых агрегатов используется техническая вода из пожарного водопровода.

Качество воды должно соответствовать следующим нормам:

- содержание механических примесей в воде должно составлять не более 25 мг/л;
- временная жесткость не более 3 ммоль/кг;
- кислоты и другие вредные вещества — отсутствуют;
- содержание железа не более 0,2 ммоль/кг;
- допустимое содержание масла — следы.

Система обратного водоснабжения работает следующим образом. Охлажденная в градирне вода забирается водяным насосом и подается в нагнетательную линию водопровода. Она проходит через маслоохладитель (если маслоохладители с водяным охлаждением), а затем подается в рубашки охлаждения электродвигателя, насоса и подшипников промежуточного вала, а оттуда поступает в градирню.

В качестве водяных насосов используются консольные насосы типа КМ 100-80 с подачей $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором $H = 32 \text{ м}$.

Расчет системы обратного водоснабжения выполняется в соответствии с уравнением теплового баланса:

$$q = n (q_n + q_{дв} + q_{тр}) + q_3 = Q_{в \rho} \Delta t_{в}, \quad (5.6)$$

где q — количество тепла, которое необходимо отвести; n — число работающих агрегатов; q_n — тепло, которое необходимо отвести от насоса:

$$q_n = N_n(1 - \eta_n); \quad (5.7)$$

$q_{дв}$ — тепло, которое необходимо отвести от двигателя:

$$q_{дв} = N_{дв}(1 - \eta_{дв}); \quad (5.8)$$

$q_{тр}$ — тепло, которое необходимо отвести от передачи:

$$q_{тр} = N_{тр}(1 - \eta_{тр}); \quad (5.9)$$

N_n , $N_{дв}$, $N_{тр}$ — мощность насоса, двигателя и передачи соответственно; η_n , $\eta_{дв}$, $\eta_{тр}$ — кпд. насоса, двигателя и передачи соответственно; q_3 — тепло, отводимое от масла, определяется по формуле (5.3).

Расчет системы обратного водоснабжения заключается в определении расхода охлаждающей воды, а также потерь напора в системе и подборе насосного оборудования.

Подготовка и пуск системы в работу должны содержать следующее:

- Перед пуском система обратного водоснабжения проверяется на плотность фланцевых соединений и арматуры путем внешнего осмотра,
- Необходимо проверить уровень воды в аккумулирующей емкости и при необходимости заполнить ее до верхнего уровня.
- Необходимо проверить правильность положения запорной арматуры: все вентили в замкнутой системе вентиляции должны быть открыты, а вне системы — закрыты.
- Проверить защиты системы водоснабжения.
- Включить насос системы охлаждения.
- Осмотреть водопроводы и оборудование системы и убедиться в отсутствии утечек воды. Выявленные утечки устранить.
- Убедиться в том, что потери давления в системе не превышают установленного значения, в противном случае произвести очистку фильтрующих сеток на приемном патрубке насоса.

- Пуск системы оборотного водоснабжения производится не менее чем за 15 минут до пуска основных насосных агрегатов станции.

Практическое занятие № 28 «Расчет производительности, подачи, напора, давления ЦН и ПГПА»

Цель работы: Получить навыки расчета производительности, подачи, напора, давления ЦН и ПГПА

Расчет режима работы КС с использованием приведенных характеристик нагнетателей основан на методике, изложенной в ОНТП-51-1-85. Сам метод расчета является академическим и используется как для расчетов при проектировании газопроводов, так и в существующих программах по расчету фактически работающих газотранспортных систем. К сожалению, из-за разброса по техническому состоянию ГПА в пределах цеха невозможно определить подачу каждой группы нагнетателей. Таким образом метод может быть использован для расчета КС только при одинаковом техническом состоянии как приводов, так и нагнетателей. Он сводится к определению режима работы центробежных нагнетателей: приведенной объемной подачи $[Q_{об}]_{пр}$, приведенной частоты вращения ротора $[n/n_n]_{пр}$, мощности на валу привода N , степени сжатия ϵ , политропического к. п. д. $\eta_{пол}$. На рис. 5.3-5.16 изображены приведенные характеристики основных центробежных нагнетателей.

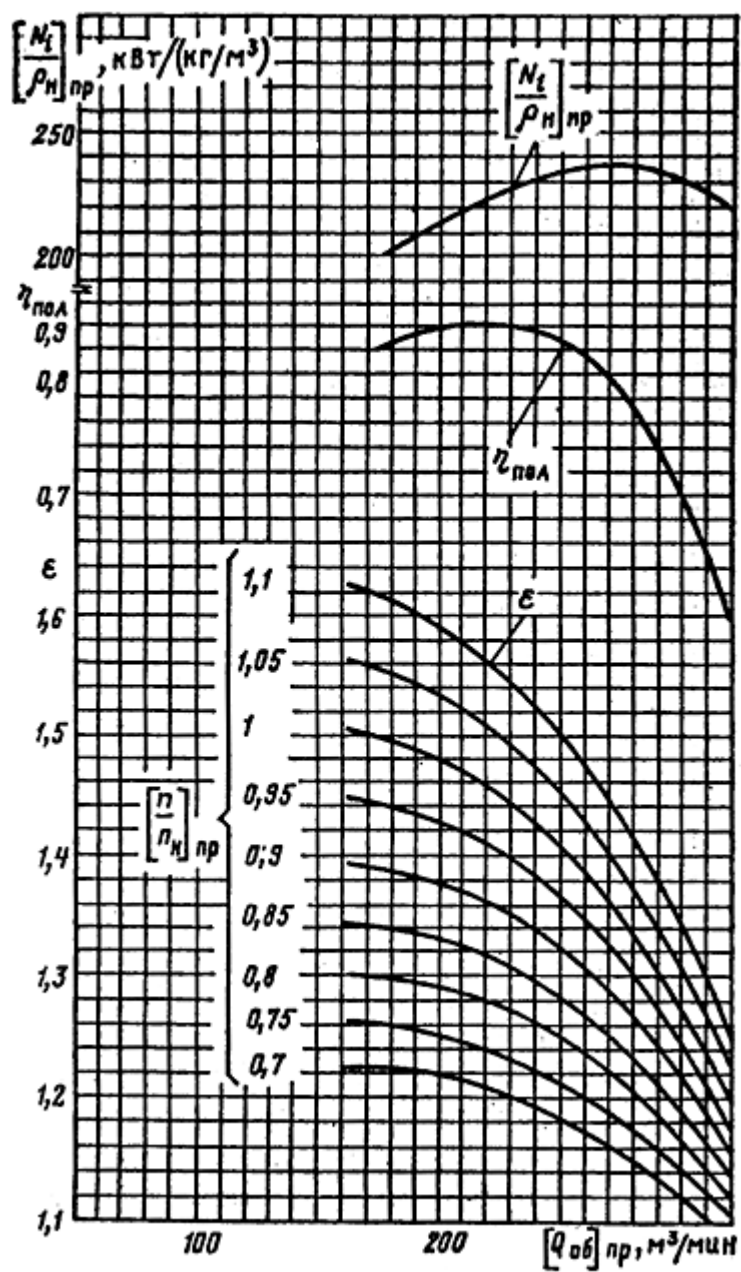


Рис. 1. Приведенные характеристики нагнетателя 235-21-1 при $[T_n]_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,888$;
 $R_{пр} = 503,16 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

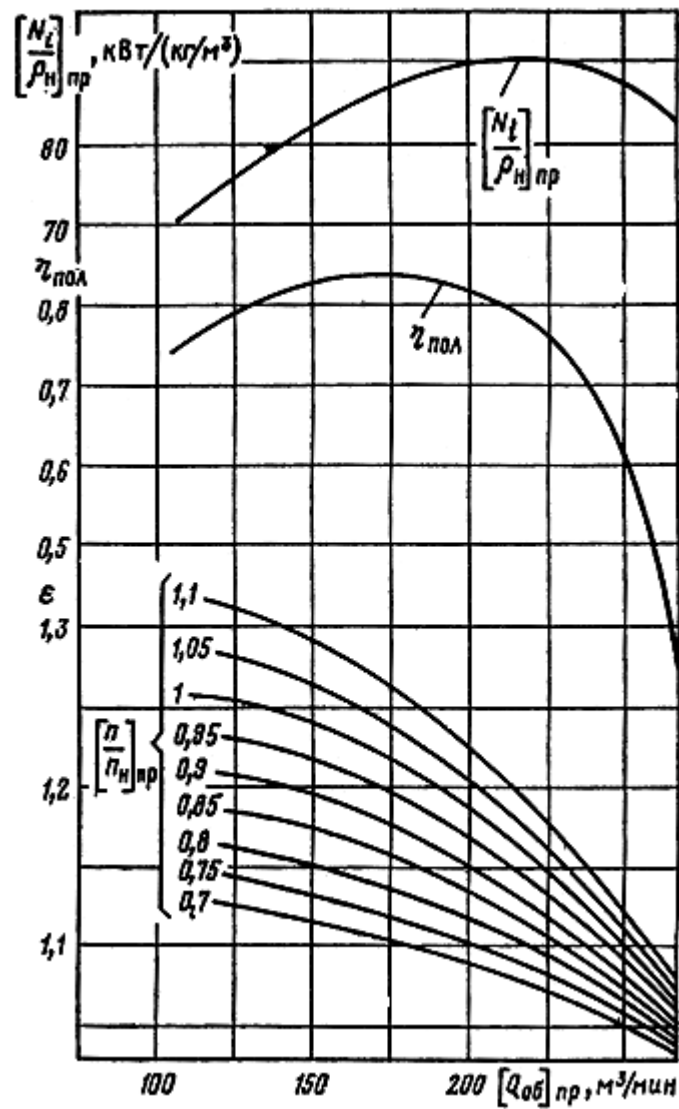


Рис. 2 Приведенные характеристики нагнетателя 280 с рабочим колесом диаметром 564 мм

(гиперболический покрывающий диск, число лопаток 10) при $[T_H]_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,91$;
 $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

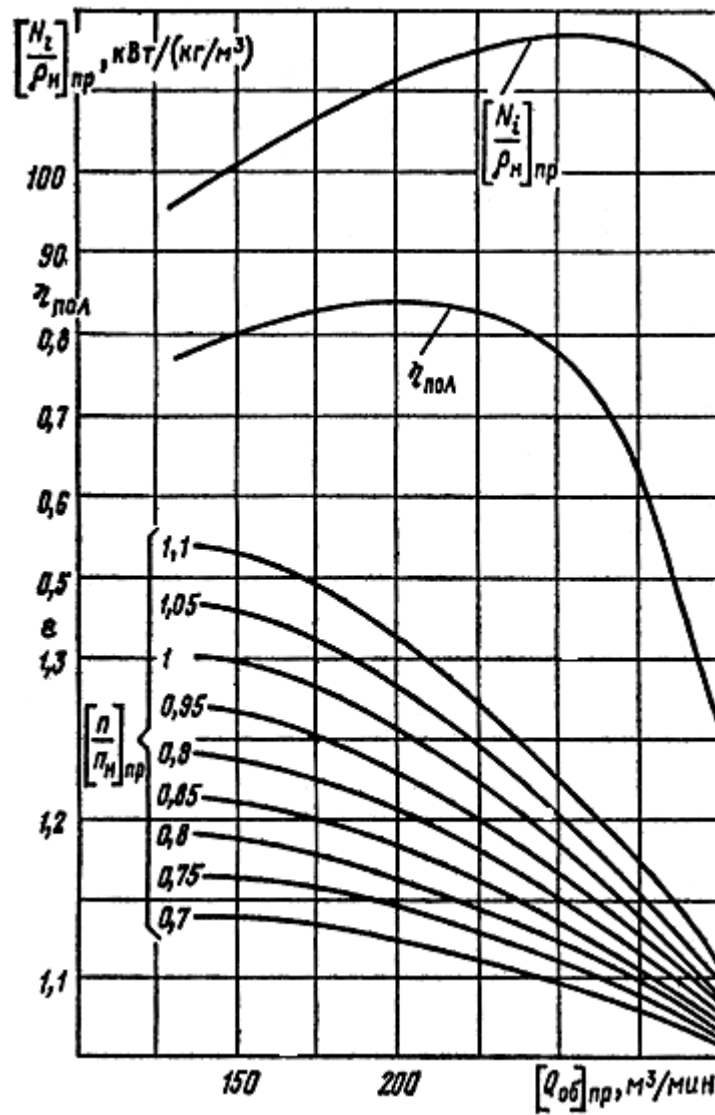


Рис. 3. Приведенные характеристики нагнетателя 280 с рабочим колесом диаметром 590 мм (гиперболический покрывающий диск, число лопаток 14) при $[T_n]_{np} = 288 \text{ K}$; $z_{np} = 0,91$; $R_{np} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

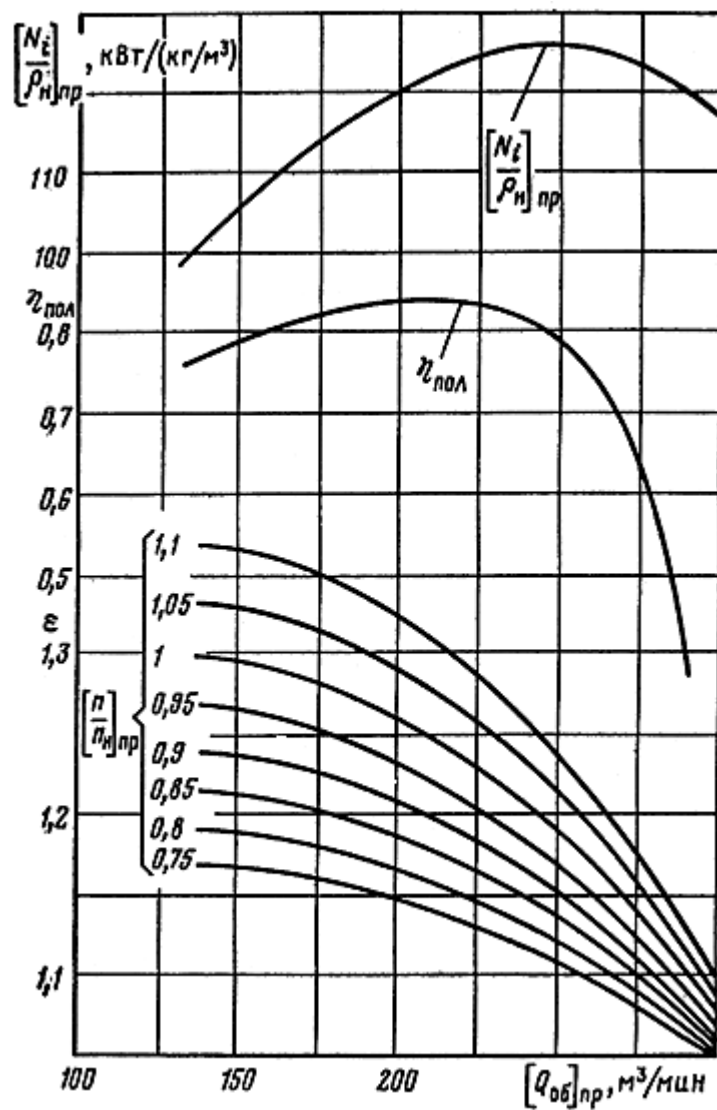


Рис. 4. Приведенные характеристики нагнетателя 280 с рабочим колесом диаметром 600 мм
 (гиперболический покрывающий диск, число лопаток 14) при $[T_H]_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,91$;
 $R_{пр} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

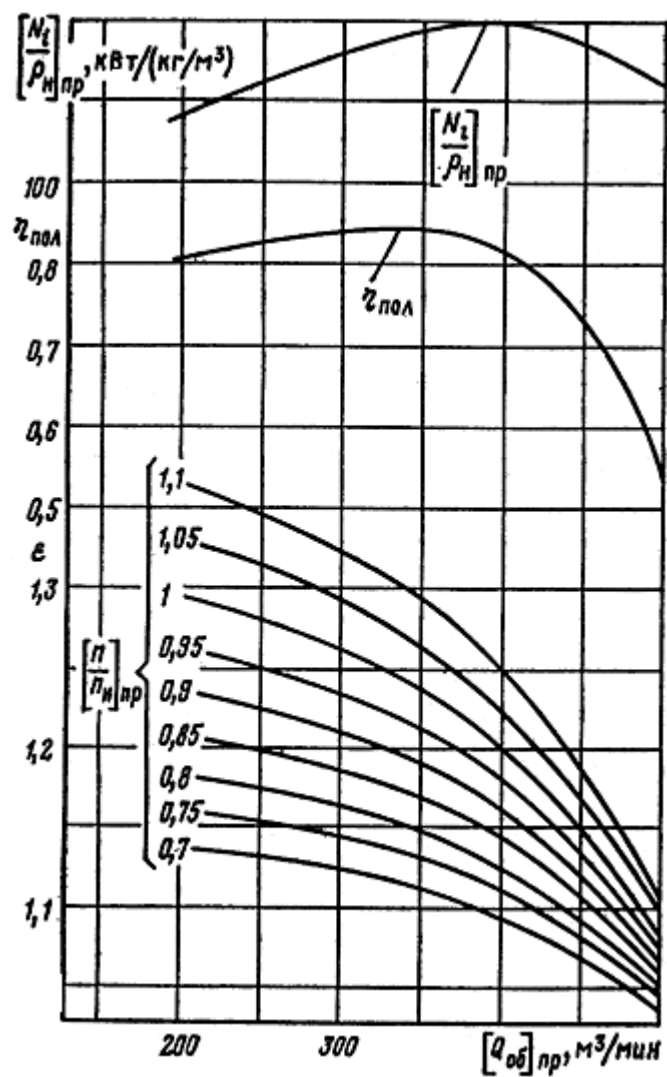


Рис. 5 Приведенные характеристики нагнетателя Н-300-1,23 при $[T_H]_{pr} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,91$;
 $R_{пр} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

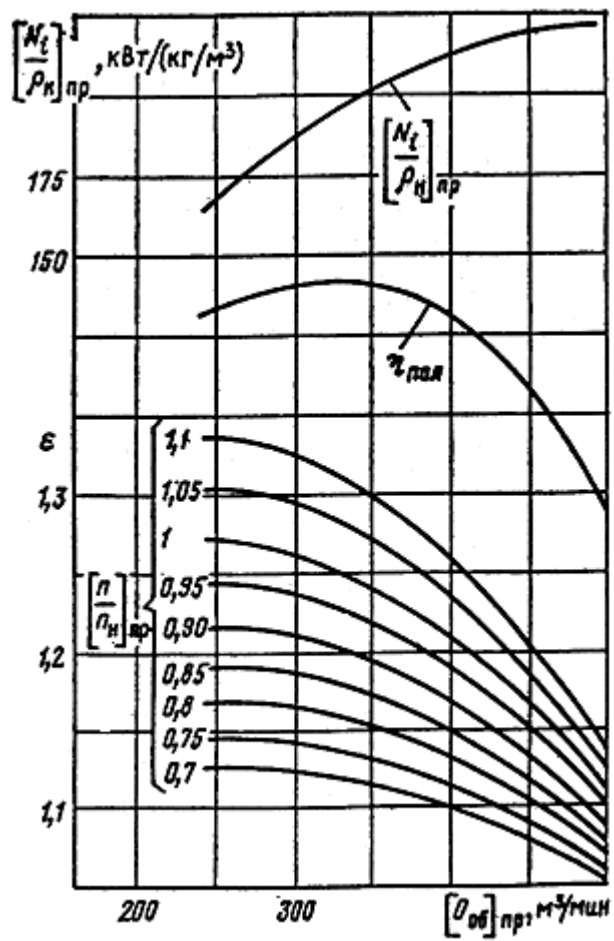


Рис. 6. Приведенные характеристики нагнетателя 370-14-1/370-15-1 при $[T_n]_{пр} = 280 \text{ K}$;
 $z_{пр} = 0,91$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

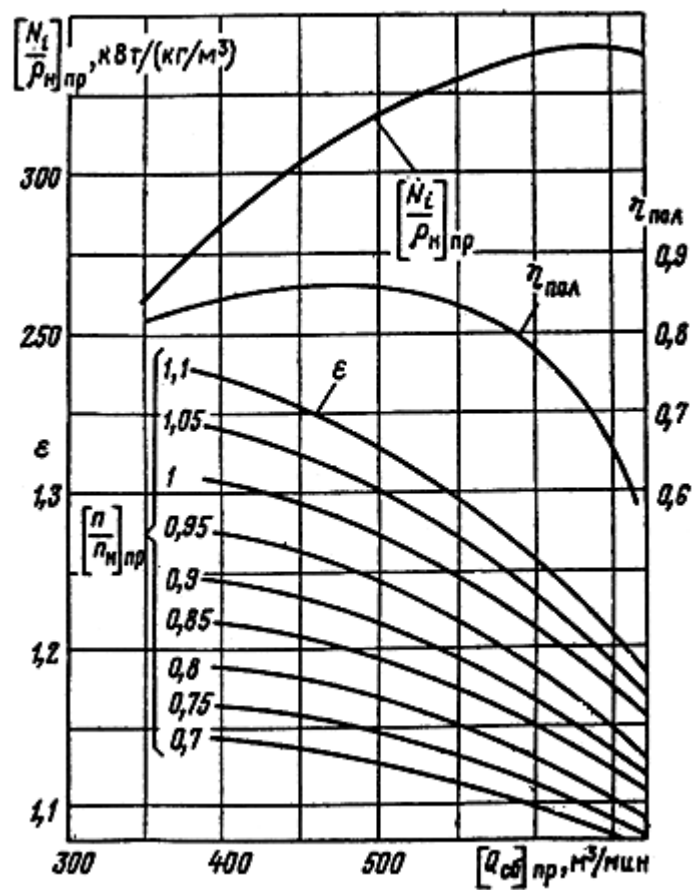


Рис. 7. Приведенные характеристики нагнетателя 520-12-1 при $[T_H]_{пр} = 293 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,91$;
 $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

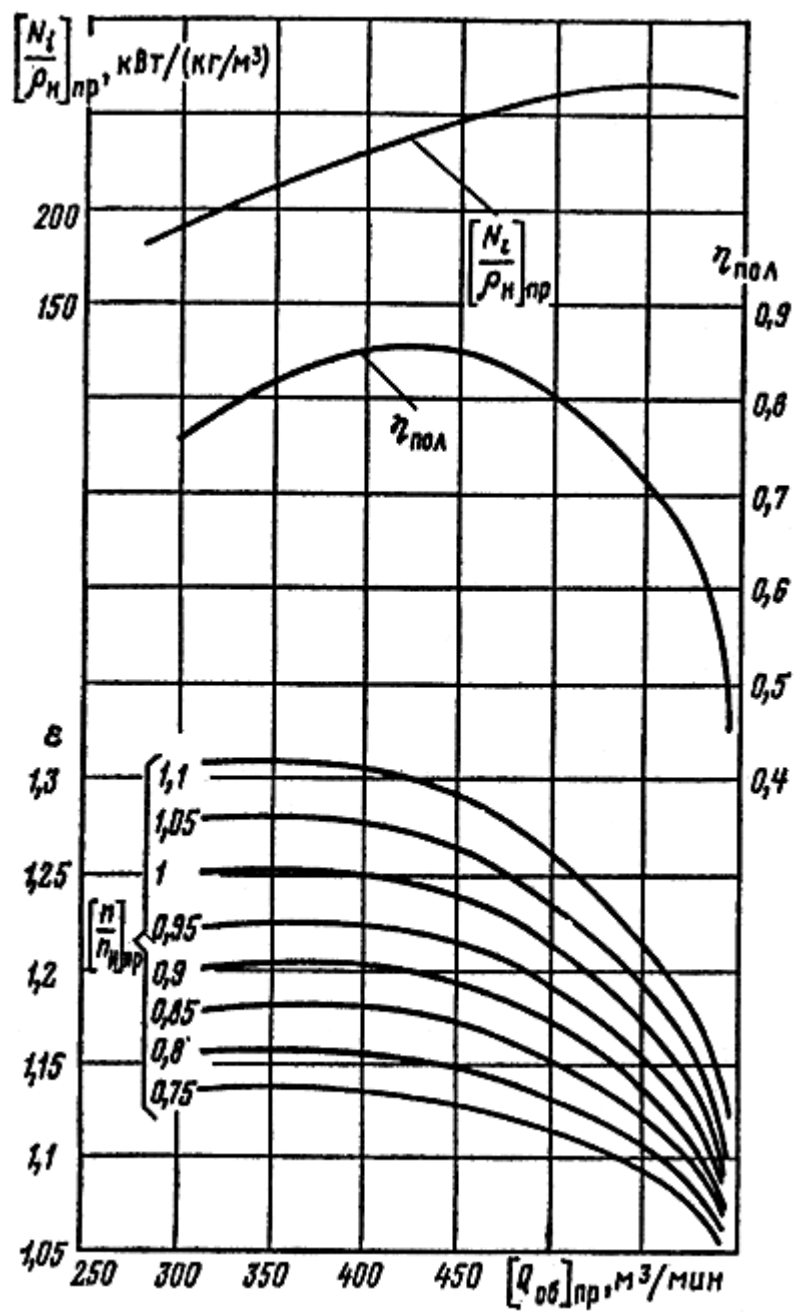


Рис. 8. Приведенные характеристики нагнетателя 370-18-1 при $|T_H|_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,9$;
 $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

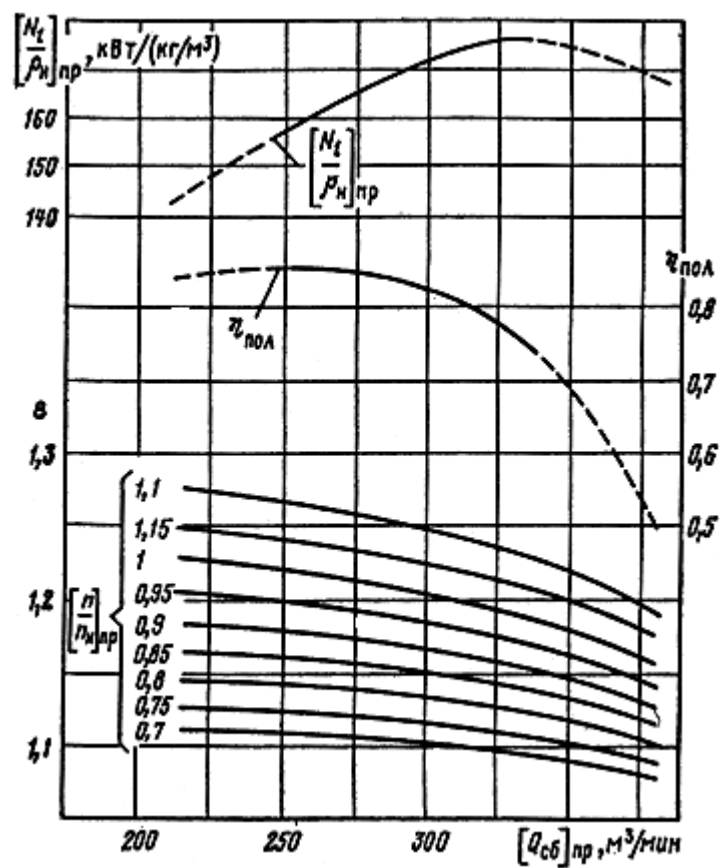


Рис. 9. Приведенные характеристики нагнетателя 370-18-1 с зауженным колесом при $[T_n]_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,885$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

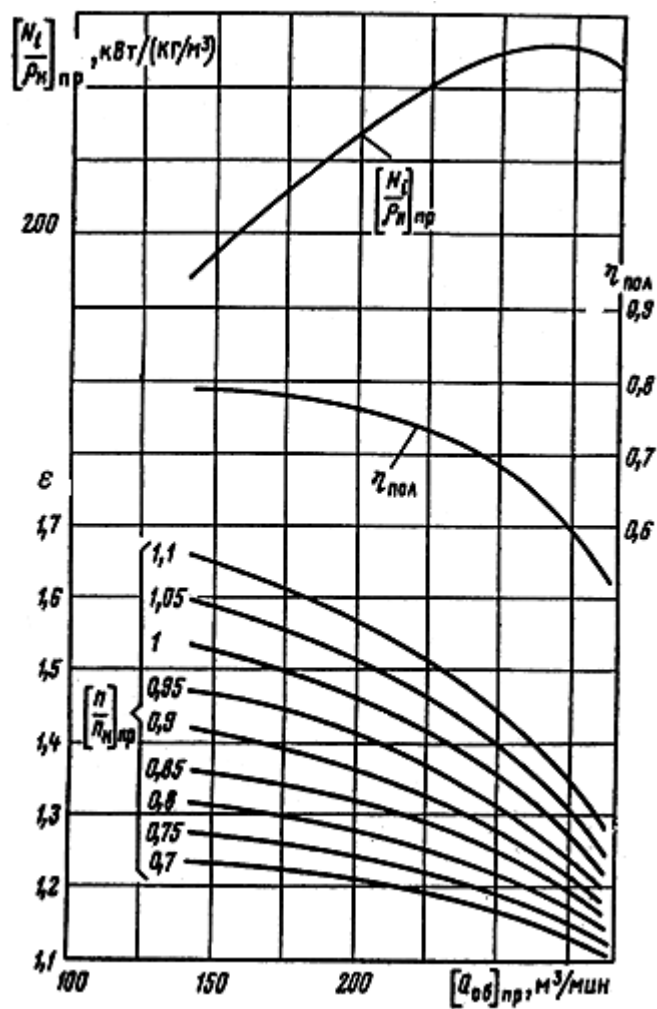


Рис. 10 Приведенные характеристики нагнетателя ГПА-Ц-6,3 при $[T_n]_{pr} = 288 K$; $z_{pr} = 0,9$;
 $R_{pr} = 490 \text{ Дж}/(кг \cdot K)$

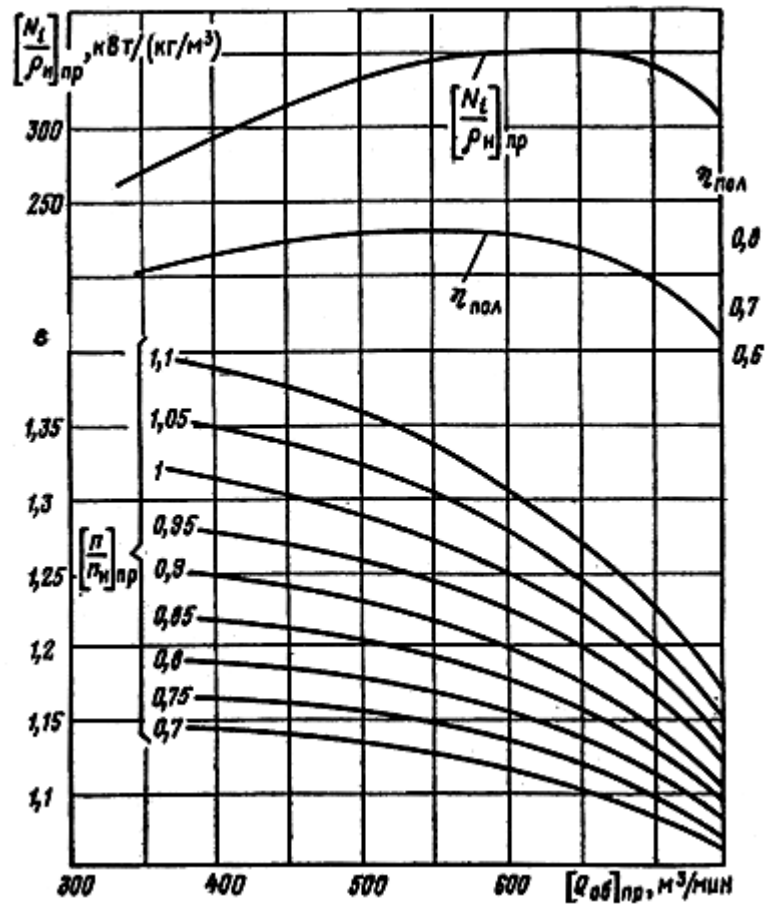


Рис. 11 Приведенные характеристики нагнетателя Н-16-76/1,25 при $[T_H]_{пр} = 288 \text{ K}$;
 $z_{пр} = 0,9$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

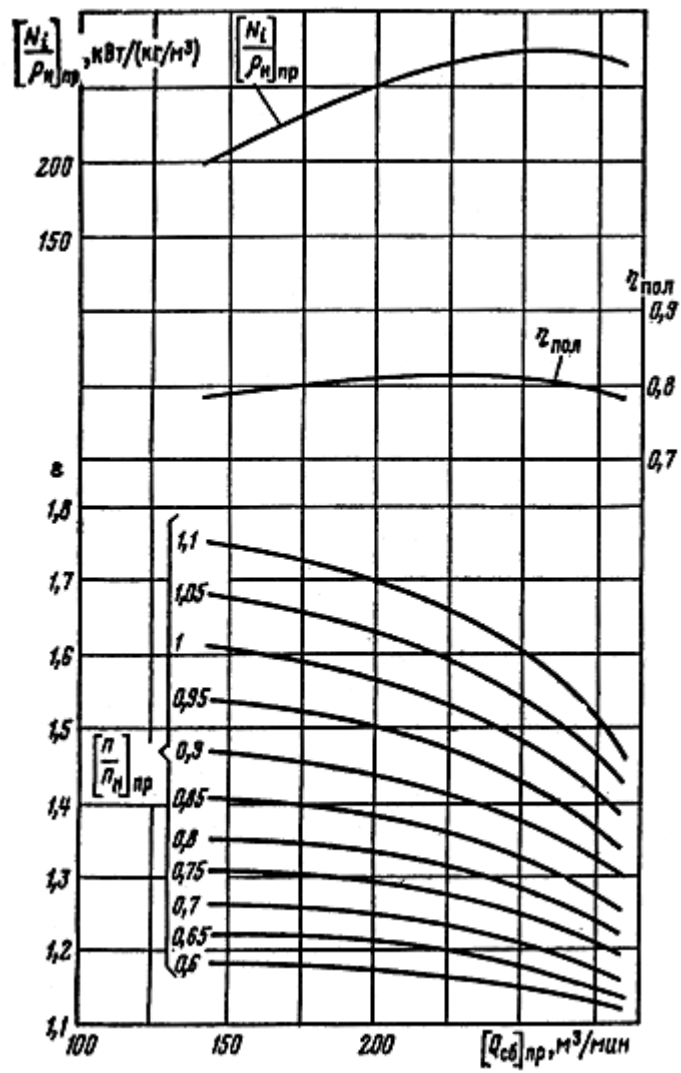


Рис. 12. Приведенные характеристики нагнетателя PCL-802/24 при $[T_n]_{пр} = 288 \text{ K}$;
 $z_{пр} = 0,9$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

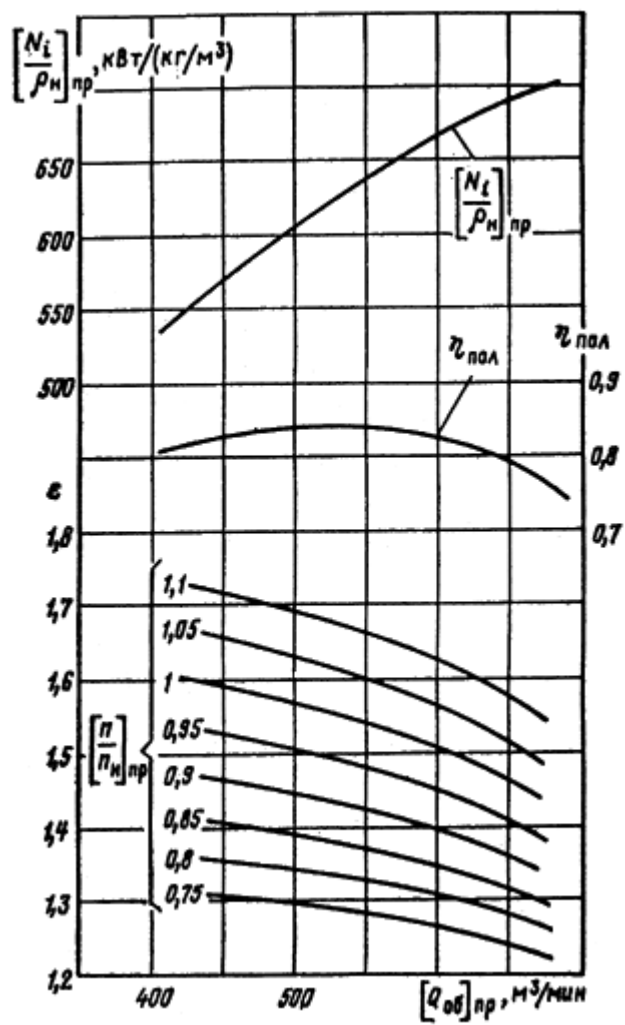


Рис. 13. Приведенные характеристики нагнетателя PCL-1002 при $T_n|_{pr} = 288 \text{ K}$; $z_{pr} = 0,9$; $R_{pr} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

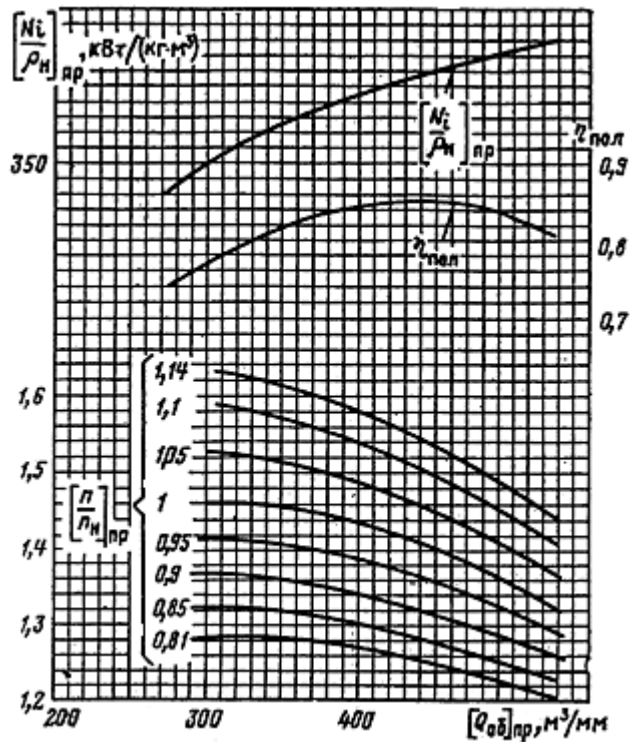


Рис. 14. Приведенные характеристики нагнетателя ГПА-Ц-16/76 при $[T_n]_{пр} = 288 \text{ K}$;
 $z_{пр} = 0,901$; $R_{пр} = 505,8 \text{ Дж/(кг·K)}$

При расчете КС определяются необходимые величины в следующей последовательности.

1. Газовая постоянная, $R_{\Sigma} = R / \Delta_v$, Дж/(кг·K), где $R = 286,8 \text{ Дж/(кг·K)}$ - газовая постоянная воздуха; Δ_v - относительная плотность по воздуху.
2. Коэффициент сжимаемости z природного газа от приведенных давления и температуры (рис. 5.17).

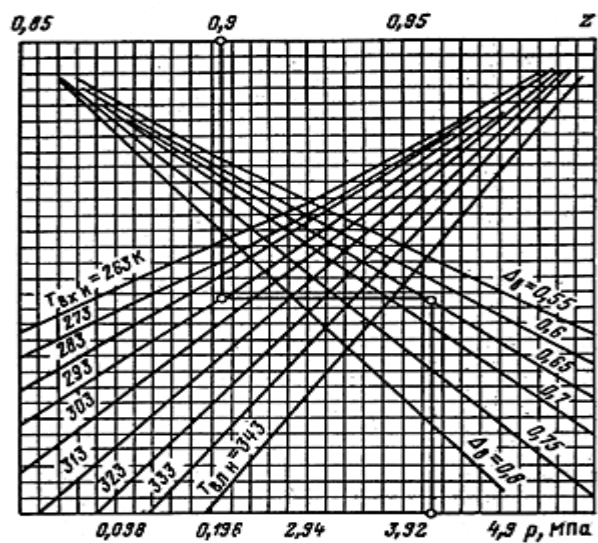


Рис. 15. Номограмма для определения коэффициента сжимаемости газа z по давлению P , температуре $T_{вх.н}$ и относительной плотности Δ_v

Последовательность определения: $p \rightarrow \Delta_B \rightarrow T_{\text{вх.н}} \rightarrow z$

3. Плотность газа при 20 °С и 0,1013 МПа, кг/м³:

$$\rho_n = \Delta_B \cdot 1,205,$$

где 1,205 кг/м³ - плотность воздуха при 20 °С и 0,1013 МПа.

4. Плотность газа при всасывании, кг/м³: $\rho = p_{\text{вх}} \cdot 10^6 / (zRT)$, где $p_{\text{вх}}$ - абсолютные давление и (в МПа) температура (в К) при всасывании.

5. Коммерческая подача группы нагнетателей, млн. м³/сут: $Q_k = Q_{\text{ккк}} / m$, где $Q_{\text{ккк}}$ - коммерческая подача КС, оборудованной однотипными агрегатами, млн. м³/сут; m - число параллельно работающих групп.

6. Объемная подача нагнетателя первой ступени, м³/мин:

$$Q_{\text{об}} = Q_k \rho_n / (1440 \cdot \rho).$$

Для экспресс-расчетов, когда известны подача центробежного нагнетателя, температура и давление на входе в нагнетатель, при определении объемной подачи целесообразно пользоваться номограммой, изображенной на рис. 5.18.

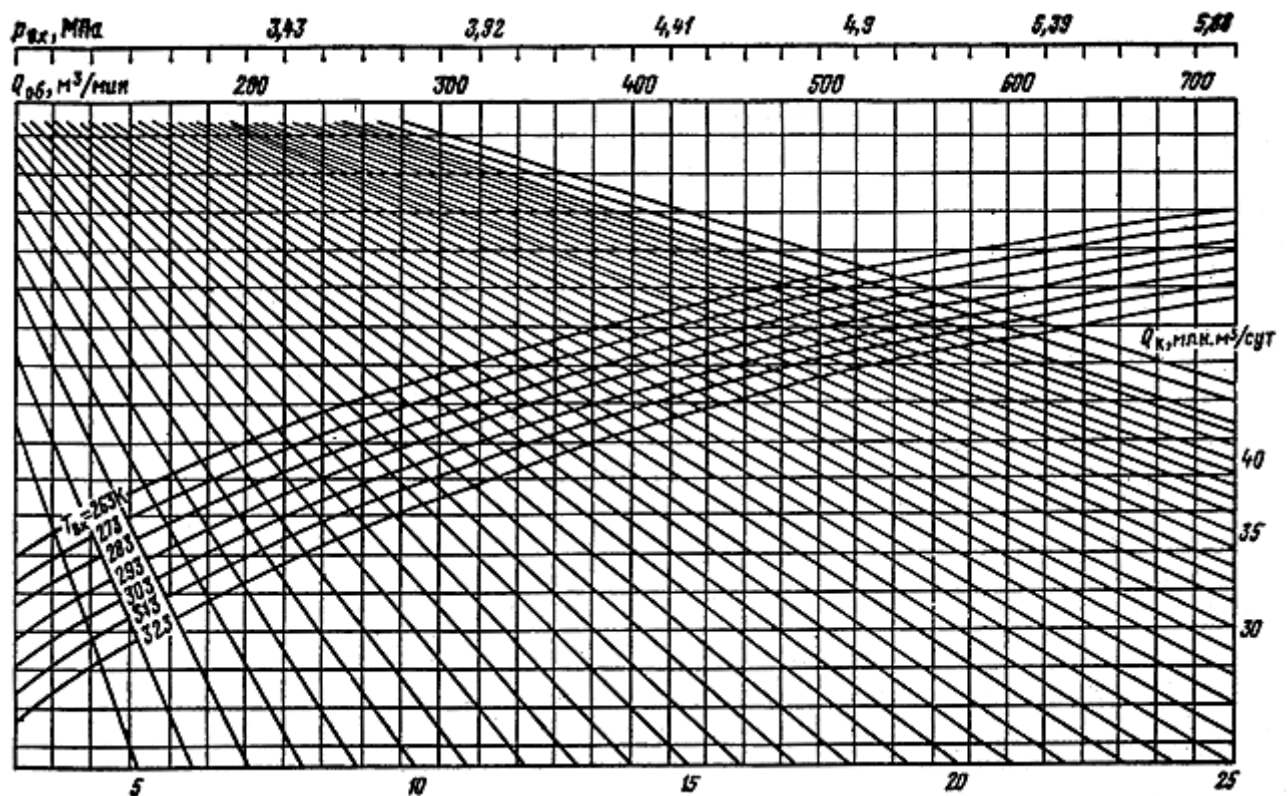


Рис. 16. Номограмма для расчета объемной подачи $Q_{\text{об}}$ нагнетателей при $R_{\text{пр}} = 478 \text{ Дж/(кг К)}$; $\Delta_B = 0,6$.

Последовательность определения: $p_{\text{вх}} \rightarrow Q_{\text{к}} \rightarrow Q_{\text{об}}$

7. Приведенная объемная подача, $\text{м}^3/\text{мин}$: $[Q_{\text{об}}]_{\text{пр}} = (n_{\text{н}}/n)Q_{\text{об}}$, где $n_{\text{н}}$ - номинальная частота вращения ротора нагнетателя, об/мин; n - фактическая частота вращения ротора, об/мин.

8. Приведенная частота вращения:

$$\left[\frac{n}{n_{\text{н}}} \right]_{\text{пр}} = \frac{n}{n_{\text{н}}} \sqrt{\frac{z_{\text{пр}} R_{\text{пр}} [T_{\text{н}}]_{\text{пр}}}{zRT}},$$

где $z_{\text{пр}}$, $R_{\text{пр}}$, $[T_{\text{н}}]_{\text{пр}}$ - параметры газа, для которых составлена характеристика нагнетателя.

9. Степень сжатия ϵ и приведенная относительная мощность $[N_i/\rho]_{\text{пр}}$ центробежного нагнетателя по найденным значениям приведенной объемной подачи и приведенной частоты вращения по характеристикам нагнетателя.

10. Внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем, кВт:

$$N_i = [N_i/\rho_{\text{н}}]_{\text{пр}} \rho (n/n_{\text{н}})_{\text{пр}}^3.$$

11. Мощность на муфте привода, кВт: $N = N_i + N_{\text{мех}}$, где $N_{\text{мех}}$ - механические потери, для газотурбинного привода $N_{\text{мех}} = 100$ кВт, для электропривода $N_{\text{мех}} = 150$ кВт.

12. Давление на выходе нагнетателя, МПа: $p_{\text{вых}} = p_{\text{вх}} \epsilon$.

13. Температура на выходе нагнетателя

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} \epsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол}}}},$$

где $k = 1,31$; $\eta_{\text{пол}}$ - политропический к. п. д. нагнетателя.

Расчет второй ступени выполняется аналогично. Температура на входе второй ступени принимается равной температуре нагнетания первой ступени. Давление на входе второй ступени: $p_{\text{вх}} = p_{\text{вых}} - (0,015 \div 0,025)$, где $p_{\text{вых}}$ - давление нагнетания первой ступени, МПа; $(0,015 \div 0,025)$ МПа - потери в обвязке между первой и второй ступенью.

Пример 5.1. Рассчитать режим работы КС, перекачивающей газ в объеме $65 \text{ млн. м}^3/\text{сут}$.

Абсолютное давление на входе нагнетателей составляет $p_{\text{вх}} = 3,72$ МПа, температура 290 К. Компрессорная станция работает двумя параллельными группами с нагнетателями типа 520 с приводом от газовой турбины ГТК-10. Относительная плотность перекачиваемого газа $\Delta = 0,6$. Фактическая частота вращения ротора нагнетателя 4600 об/мин.

Решение

$$\text{Газовая постоянная: } R = \frac{286,8}{0,6} = 478 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

По номограмме (см. рис. 5.17) $z = 0,919$.

Плотность газа при 20 °С и 0,1013 МПа $\rho_n = 0,6 \cdot 1,205 = 0,723 \text{ кг/м}^3$.

Плотность газа при всасывании

$$\rho = \frac{3,72 \cdot 10^6}{0,919 \cdot 290 \cdot 478} = 29,2 \text{ кг/м}^3.$$

Подача одной группы последовательно включенных нагнетателей

$$Q_k = 65\,000\,000/2 = 32\,500\,000 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Объемная подача нагнетателя первой ступени

$$Q_{об} = 32\,500\,000 \cdot 0,724 / (1440 \cdot 29,2) = 561,5 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Приведенная объемная подача нагнетателя первой ступени

$$[Q_{об}]_{пр} = (4800/4600) \cdot 561,5 = 586 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Приведенная частота вращения

$$\frac{n}{n_{пр}} = \frac{4600}{4800} \sqrt{\frac{0,91 \cdot 490 \cdot 293}{0,919 \cdot 478 \cdot 290}} = 0,968,$$

где 0,91, 490 и 293 - значения приведенных величин по графику на рис. 5.9.

По графику на рис. 5.9 степень сжатия $\varepsilon = 1,21$, приведенная относительная внутренняя мощность $[N_i / \rho]_{пр} = 337 \text{ кВт/(кг·м}^3)$, $\eta = 0,82$.

Внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем: $N_i = 337 \times 29,1 \cdot 0,968^3 = 8895 \text{ кВт.}$

Мощность на валу привода $N = 8895 + 100 = 8995 \text{ кВт.}$

Давление на выходе нагнетателя первой ступени $p_{вых} = 3,8 \times 1,21 = 4,6 \text{ МПа.}$

Температура газа на выходе первой ступени

$$T_{\text{вых}} = 290 \cdot 1,21^{\frac{1,31-1}{1,31 \cdot 0,82}} = 306 \text{ К.}$$

Расчет режима работы второй ступени нагнетания выполняется аналогично расчету режима работы первой ступени.

Практическое занятие № 29 «Расчет работы сжатия, мощности, кпд ЦН и ПГПА»

Цель работы: Получить навыки расчета работы сжатия, мощности, кпд ЦН и ПГПА

Действительный цикл газотурбинной установки отличается от теоретического прежде всего наличием внутренних необратимых потерь, которые являются следствием наличия гидравлических сопротивлений по трактам ГТУ, несовершенством преобразования энергии в осевых компрессорах и газовых турбинах, механических потерь в подшипниках, неполноты сгорания топлива, потерь тепла в окружающую среду со стороны внешнего корпуса установки, а также утечек рабочего тела через различные лабиринтные уплотнения. В реальных установках, эксплуатируемых на газопроводах, неизбежны также вспомогательные расходы энергии: на привод топливных и масляных насосов, подогрев топлива, на вентиляторы воздушного и масляного охлаждения и т. д.

В силу этого приведенный эффективный КПД газотурбинной установки можно представить как произведение следующих сомножителей:

$$\eta_e = \eta_c \cdot \eta_{\text{сж}} \cdot \eta_{\text{с.т.}} \quad (1.16)$$

где η_c - КПД эффективно-термодинамического цикла ГТУ; $\eta_{\text{сж}}$ - КПД систем организации цикла ГТУ; $\eta_{\text{с.т.}}$ - коэффициент, учитывающий утечки рабочего тела в цикле установки.

Эффективно-термодинамическим циклом газотурбинных двигателей называются круговые процессы, удовлетворяющие требованиям термодинамической теории тепловых двигателей и требующего наименьшего количества эмпирических данных для расчетного определения основных показателей внутренних процессов реальных двигателей – коэффициента полезного действия и удельной работы ГТУ [3].

Естественно, что основным сомножителем в выражении (1.16) является величина η_c , определяемая видом цикла, термодинамическими и гидродинамическими характеристиками действительных процессов в установке.

Определим для этой установки выражение эффективно-термодинамического КПД - η_c . С учетом соотношений (1.2) и (1.3) потенциальные работы расширения в турбине WT и сжатия в компрессоре WK имеют вид (цифрами со штрихом отмечены фактические параметры рабочего тела на выходе компрессора и газовой турбины):

$$W_T = (G_{\text{с.т.}})_{\text{тур}} (T_3 - T_4) = (G_{\text{с.т.}})_{\text{тур}} T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^1} \right) \cdot \eta_T = (G_{\text{с.т.}})_{\text{тур}} T_3 \left(1 - \frac{\frac{R}{\tau^{\frac{R}{\gamma}}}}{\tau^{\frac{R}{\gamma}}} \right) \cdot \eta_T \quad (1.17)$$

$$WK = G_{\text{с.т.}} (T_2' - T_1) = G_{\text{с.т.}} T_1 (\tau - 1) \cdot \frac{1}{\eta_K} = G_{\text{с.т.}} T_1 \left(\frac{\frac{R}{\tau^{\frac{R}{\gamma}}}}{\tau^{\frac{R}{\gamma}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_K} \quad (1.18)$$

где η_k и η_t - соответственно внутренние относительные КПД компрессора и газовой турбины.

Введем в расчеты коэффициенты, отражающие необратимость действительных процессов цикла:

Изменение физических свойств воздуха в процессе сжигания в нем топливного газа

$$\xi_1 = \frac{(Gc_{p\pi})_{ср\pi}}{Gc_{p\pi}} \quad (1.19)$$

гидродинамические потери в трактах газотурбинной установки

$$\xi_2 = \frac{1 - \frac{1}{\tau}}{1 - \frac{1}{\tau}} = \frac{1 - \frac{\frac{R}{c_{p\pi}}}{\pi_1}}{1 - \frac{\frac{R}{c_{p\pi}}}{\pi_K}} \quad (1.20)$$

Введение этих коэффициентов позволяет преобразовать выражение (1.17) - работы расширения к виду ($\xi = \xi_1 \cdot \xi_2$):

$$W_T = Gc_{p\pi} T_3 \left(1 - \frac{\frac{R}{c_{p\pi}}}{\pi_K} \right) \cdot \eta_T \cdot \xi \quad (1.21)$$

Полное количество тепла, подведенного к воздуху в камере сгорания

$$Q_1 = Gc_{p\pi} (T_3 - T_2) = Gc_{p\pi} T_3 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{1}{\theta} \right) \quad (1.22)$$

Соответственно будет формироваться расчетное выражение эффективно-термодинамического КПД цикла ГТУ [2]:

$$\eta_k = \frac{W_T \cdot \eta_{ТМ} - W_K \cdot \frac{1}{\eta_{ТМ}}}{Q_1} = \frac{1 - \lambda}{1 + \varepsilon} \quad (1.23)$$

где

$$\lambda = \frac{\tau}{\xi \cdot \eta_{\pi}^2 \cdot \theta} \quad (1.24)$$

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_2}{T_2 - T_4} \quad (1.25)$$

η_m – приведенный эффективный КПД турбомашин:

$$\eta_m = \sqrt{\eta_T \cdot \eta_{ТМ} \cdot \eta_K \cdot \eta_{\pi}} \quad (1.26)$$

В отличие от теоретического цикла, функция (1.23) при заданных значениях температурной характеристики q , КПД турбомашин и гидравлических сопротивлений имеет максимум по параметру t , или, что то же, по величине p_k .

Очевидно, что характер зависимостей $h_c = h_c(t)$ определяется характером двух кривых -

$n = 1 - l = n(t)$ и $\bar{Q}_1 = \bar{Q}_1(t)$. при $q = 4$: для теоретического цикла а), цикла с учетом только относительных значений КПД турбомашин б), ($h_k = h_t = 0,85$) и цикла, учитывающего гидравлические сопротивления в), ($h_k = h_t = 0,85$; $x_1 = 1$; $x_2 = 0,9$).

Влияние гидравлических сопротивлений на КПД установки зависит от величины коэффициента полезной работы $n = 1 - l$. Чем выше этот коэффициент n , тем меньше чувствительность цикла к необратимым потерям. Если принять, например, $l = 0,6-0,7$, то оказывается, что снижение коэффициента x_2 на 1% приводит к повышению КПД цикла на 2,5-3%, что весьма ощутимо.

Следует отметить, что на положение экстремума самой кривой $h_c = h_c(pk)$ влияет вид закона сопротивлений по трактам ГТУ, который принимается в расчетах установки в качестве независимой величины. Наиболее часто в расчетах используется закон о неизменности абсолютной величины потерь напора в отдельных элементах установки (на входе осевого компрессора, по камере сгорания ГТУ, на выхлопе газовой турбины и т.д.).

Численная величина потери мощности ГТУ при известном сопротивлении какого-либо участка установки может быть определена по следующему соотношению, непосредственно вытекающего из понятия потенциальной работы сжатия (расширения):

1. для воздушной стороны ГТУ (участок, вход воздуха – камера сгорания)

$$DN_v = D_{p_v} V_{v h} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

2. для газовой стороны ГТУ (выход турбины – дымовая труба)

$$DN_g = D_{p_g} V_{g h} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

где D_{p_v} , D_{p_g} - соответственно гидравлические сопротивления рассматриваемых участков воздушного и газового трактов ГТУ, выраженные в паскалях (1 мм.вод.ст. » 10 Па); V_v , V_g - соответственно объемные расходы рабочего тела на рассматриваемом участке ГТУ, м³/сек; h_k и h_t соответственно кпд осевого компрессора и газовой турбины.

Выражение удельной работы рассматриваемого цикла может быть сведено к виду [2]:

$$h_s = \frac{W_T \cdot \eta_{г.м} - W_K \cdot \frac{1}{\eta_{к.м}}}{G} = \frac{T_1 c_{pг}}{\eta_k \cdot \eta_{г.м}} (\tau - 1) \left(\frac{1}{\lambda} - 1 \right) \quad (1.27)$$

Функция $h_e = h_e(pk)$ дважды обращается в нуль: один раз при $t=1$, второй раз при $l=1$, т.е. когда $t = x h_2 m_q$ (соотношение 1.24). Следовательно, уравнение (1.27) проходит через максимум.

Оценка состояния проточной части газотурбинной установки в целом может быть осуществлена, например, на основе сопоставления между собой температур реального процесса расширения по газовой турбине ($t_z = T_3 / T_4$) - по компрессору ($t_c = T_2 / T_1$) [17]:

$$\chi = \frac{\lg \tau_t}{\lg \tau_k} = \frac{\lg T_3 / T_4}{\lg T_2 / T_1} = \frac{(k_T^* - 1) / k_T^*}{(k_K^* - 1) / k_K^*} \cdot \frac{\lg P_3 / P_4}{\lg P_2 / P_1} = \frac{k_K^*}{k_K^* - 1} \cdot \frac{k_T^* - 1}{k_T^*} \cdot \chi_1 \quad (1.28)$$

$$\chi_T = \frac{\lg P_3/P_4}{\lg P_2/P_1} = \frac{\lg P_3/P_2 + P_2/P_1 - P_1/P_2 + P_{нар}/P_4}{\lg P_2/P_1} = 1 - \frac{\lg \zeta_{2,3} - \zeta_{1,нар} - \zeta_{нар,4}}{\lg P_2/P_1} \quad (1.29)$$

где коэффициенты $\zeta_{2,3} = \frac{P_2}{P_1} - \frac{P_1}{P_2}$, $\zeta_{1,нар} = \frac{P_1}{P_{нар}}$, $\zeta_{нар,4} = \frac{P_{нар}}{P_4}$ - характеризуют потери давления соответственно в процессе подвода теплоты на участке тракта компрессор-турбина, потери давления на входе в осевой компрессор (на входном патрубке и фильтрах) и потери давления на выхлопе турбины (регенератор, утилизационные устройства, выхлопная труба); k^* - показатель внешнеадиабатического (реального) процесса сжатия (расширения):

$$k^* = \frac{k}{1 \pm \zeta_1(k-1)}; \quad k = C_p/C_v \quad (1.30)$$

Коэффициент потерь работы ζ_1 в уравнении (1.30) – величина абсолютная, а знак перед ним соответствует знаку работы (плюс в процессах расширения, минус в процессах сжатия). Следовательно, показатель реального процесса расширения всегда меньше показателя адиабаты ($k^* < k$), показатель реального процесса сжатия всегда больше показателя адиабаты ($k^* > k$).

Анализ уравнения (1.29) показывает, что коэффициент χ_T суммарно определяет все виды потерь в цикле ГТУ, характеризует совершенство ее проточной части, а также отклонения от исходного состояния в результате загрязнения, коробления и т. п. численные значения этого коэффициента для регенеративных ГТУ и установок с развитой системой утилизации могут находиться в диапазоне 0,90-0,93; для установок без регенерации теплоты отходящих газов на уровне 0,95-0,97. В процессе эксплуатации эти величины изменяются относительно слабо (Рис. 1.9). Данные Рис. 1.9 на примере установки ГТ-750-6 в зависимости от наработки одновременно отражают и влияние относительных КПД осевого компрессора и газовой турбины на характеристику χ .

Общее исходное выражение для относительных КПД осевого компрессора и газовой турбины можно записать в виде (верхние знаки для турбины, нижние – для осевого компрессора):

$$\eta_i^{\pm 1} = 1 \mp \zeta_i \quad (1.31)$$

или в форме:

$$\eta_i^{\pm 1} = \frac{k^* - 1}{k^*} \cdot \frac{k}{k - 1} \quad (1.32)$$

Соотношение (1.32) известно как выражение политропного КПД турбомашин (верхние знаки для процесса расширения, нижние – для сжатия).

Между показателями реального процесса k^* и внутренними относительными КПД компрессора (турбины) прослеживается четкая линейная зависимость:

$$\eta_{i,c} = \frac{k_c^* - 1}{k_c^*} \cdot \frac{k_c}{k_c - 1} = F\left(\frac{k_c^* - 1}{k_c^*}\right) \quad (1.33)$$

$$\eta_{i,T} = \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot \frac{k_T^* - 1}{k_T^*} = F\left(\frac{k_T^* - 1}{k_T^*}\right) \quad (1.34)$$

Наличие графических зависимостей между относительными КПД и показателями реальных процессов сжатия (расширения) дает возможность в эксплуатационных легко определять численные значения относительных КПД осевого компрессора и газовой турбины по показаниям штатных контрольно-измерительных приборов.

Определение показателей реальных процессов сжатия (расширения) осуществляется по уравнению политропы с переменным показателем:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa^* - 1}{\kappa^*}} \quad (1.35)$$

отсюда

$$\frac{\kappa^* - 1}{\kappa^*} = \frac{\lg(T_2/T_1)}{\lg(P_2/P_1)}, \quad (1.36)$$

где индексами «1» и «2» отмечены соответственно начальные и конечные параметры рабочего тела в процессе сжатия и расширения.

Численные значения относительных КПД осевого компрессора и газовой турбины, характеризующие степень совершенства процессов сжатия и расширения, а также изменение их в процессе эксплуатации, одновременно могут быть подсчитаны (как отмечалось выше) через соотношения соответствующих удельных работ в реальных процессах и соответствующих адиабатных перепадов процессов рабочего тела по компрессору (газовой турбине).

Зная изменение численных значений относительных КПД осевого компрессора и газовой турбины в процессе эксплуатации, относительно несложно, в частности, определить их влияние на относительное изменение КПД установки в целом.

Влияние изменения численных значений относительных КПД компрессора и газовой турбины на КПД установки в целом, а также изменение оптимального соотношения давлений сжатия по условию достижения максимального значения КПД ГТУ, которые свидетельствуют о том, что увеличение численных значений КПД компрессора и турбины не только увеличивает значение КПД установки, но и осуществляет сдвиг оптимального соотношения давлений сжатия в сторону больших значений.

Предположим, что относительные значения КПД осевого компрессора и газовой турбины в соотношении (1.31) изменились на величину

$\Delta \eta_c = \pm \Delta \eta_{c1} / \eta_{c1}$ и $\Delta \eta_T = \pm \Delta \eta_{T1} / \eta_{T1}$. Тогда уравнение для определения удельной работы ГТУ после изменения относительного КПД на величину $\Delta \eta_c$ составит [12]:

$$h_{c1}^1 = h_{c1T} - h_{c1k} = \eta_{c1T} \cdot w_T - \frac{w_k}{\eta_{c1k} \pm \Delta \eta_c \cdot \eta_{c1k}} \quad (1.37)$$

Сопоставляя между собой соотношение (1.37) и аналогичное ему, но только без учета изменения численного значения относительного КПД осевого компрессора, получим:

$$\frac{h_{c1}^1}{h_{c1}} = \frac{\eta_{c1T} \cdot w_T - \frac{w_k}{\eta_{c1k} \pm \Delta \eta_c \cdot \eta_{c1k}}}{\eta_{c1T} \cdot w_T - \frac{w_k}{\eta_{c1k}}} = \frac{1 - \frac{\lambda}{1 \pm \Delta \eta_c}}{1 - \lambda} \quad (1.38)$$

Аналогичными рассуждениями можно оценить и влияние изменения КПД осевого компрессора на КПД установки в целом. Действительно, КПД установки определяется как отношение удельной работы агрегата к удельному количеству тепла, подведенного в камеру сгорания на единицу количества поступившего воздуха:

$$\eta_s = \frac{\eta_{гТ} \cdot w_T - \frac{1}{\eta_{гк}} \cdot w_k}{q} = \frac{\eta_{гТ} \cdot w_T (1 - \lambda)}{q} \quad (1.39)$$

где q – количество удельного тепла, подведенного в камеру сгорания ГТУ на единицу количества поступившего воздуха при исходном значении КПД осевого компрессора:

$$q = \frac{c_{pm}(t_3 - t_{21})}{\eta_{гк}} \quad (1.40)$$

где t_3 – температура газов на выходе из камеры сгорания (на входе в ТВД); t_{21} – температура воздуха на входе в камеру сгорания (в без регенеративных ГТУ – на выходе из осевого компрессора); $\eta_{гк}$ – КПД камеры сгорания, величина довольно стабильная.

При изменении КПД осевого компрессора, уравнение (1.39) принимает вид:

$$\eta_s^1 = \frac{\eta_{гТ} \cdot w_T - \frac{w_k}{\eta_{гк} \pm \Delta \eta_{гк}}}{q^1} = \frac{\eta_{гТ} \cdot w_T \left(1 - \frac{\lambda}{1 \pm \Delta e}\right)}{q^1} \quad (1.41)$$

Сопоставляя между собой соотношения (1.39) и (1.41) и полагая, что при незначительном изменении КПД осевого компрессора, расход топлива по камере сгорания остается неизменным, получим:

$$\frac{\eta_s^1}{\eta_s} = \frac{1 - \frac{\lambda}{1 \pm \Delta e}}{1 - \lambda} \quad (1.42)$$

Аналогично, можно проследить и то, как будет изменяться КПД ГТУ при изменении относительного КПД газовой турбины. Действительно при исходном выражении КПД турбины, КПД установки имеет вид:

$$\eta_s = \frac{\eta_{гТ} \cdot w - \frac{1}{\eta_{гк}} \cdot w_k}{q} \quad (1.43)$$

При изменении относительного КПД турбины, уравнение (1.43) принимает вид:

$$\eta_s^1 = \frac{(\eta_{гТ} \pm \Delta e) \cdot w - \frac{1}{\eta_{гк}} \cdot w_k}{q} \quad (1.44)$$

Сопоставляя между собой соотношения (1.43) и (1.44), получим:

$$\eta_d^1 = \eta_d \cdot \frac{\eta_{sT} \cdot w_T - \frac{1}{\eta_{sT}} w_k + \Delta \varepsilon \eta_{sT} \cdot w_T}{\eta_{sT} \cdot w_T - \frac{1}{\eta_{sT}} w_k} = \eta_d \left(1 + \Delta \varepsilon \cdot \frac{1}{1 - \lambda} \right) \quad (1.45)$$

где λ - во всех случаях представляет собой соотношение мощностей (работ) осевого компрессора и газовой турбины.

Если принять, к примеру, величину $\Delta \varepsilon$ на уровне 0,01, то при $\lambda = 0,67$, соотношение (1.45) показывает, что КПД установки при этом увеличивается на 3%; при $\lambda = 0,60$ это увеличение составит 2,5% и т.д. Это свидетельствует о том, что чем меньше значение величины λ , тем меньше влияние изменения относительного КПД турбины на изменение КПД ГТУ и наоборот.

Примерно таким же соотношениям подчиняется и изменение удельной работы ГТУ при изменении относительных КПД турбины и осевого компрессора:

$$\frac{h_2^1}{h_2} \cong 1 \pm \frac{\Delta \varepsilon}{1 - \lambda} \quad (1.46)$$

Следует также отметить, что влияние относительного изменения КПД турбины на мощность ГТУ несколько больше, чем в случае изменения относительного КПД осевого компрессора, а применительно к оценке экономичности двигателя это различие еще более ощутимо.

В реальных циклах на его показатели большую роль играют температурные параметры (T_3 , T_1 и соотношение T_3/T_1).

При заданных величинах гидравлических сопротивлений по циклу и эффективности турбомашин, каждому значению температурной характеристики $\theta = T_3 / T_1$ соответствует оптимальное значение параметров компрессора (π_{sT}, τ_{sT}), при котором эффективно-термодинамический КПД установки достигает максимума.

Практическое занятие № 30 «Построение индикаторной диаграммы одноступенчатого поршневого компрессора»

Цель работы: Получить навыки построения индикаторной диаграммы одноступенчатого поршневого компрессора

Теоретическая индикаторная диаграмма поршневого компрессора

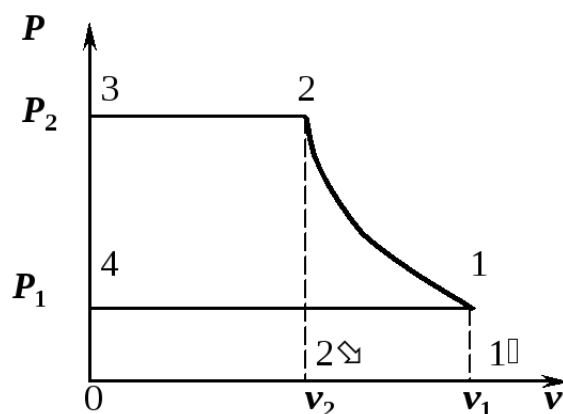


Рис. 1. Теоретическая индикаторная диаграмма одноступенчатого

Компрессора

Точка 1 на диаграмме (рис.10.4) соответствует положению поршня в цилиндре компрессора (см. раздел 10.1.1), когда весь цилиндр заполнен газом низкого давления. Объем газа при этом равен v_1 . Кривая 1-2 соответствует процессу сжатия газа в компрессоре от давления P_1 до давления P_2 . При закрытых всасывающем и нагнетательном клапанах. В точке 2 процесс сжатия заканчивается. Точка 2 соответствует моменту открытия нагнетательного клапана. Горизонтальная прямая 2-3-линия нагнетания, соответствует процессу выталкивания газа из цилиндра в резервуар высокого давления. Точка 4 соответствует открытию всасывающего клапана, а прямая 4-1 изображает процесс наполнения цилиндра газом из резервуара низкого давления P_1 (прямая всасывания).

Линии всасывания 4-1 и нагнетания 2-3 не изображают термодинамических процессов, так как параметры состояния рабочего тела в них остаются неизменными.

Работа l_{12} , затраченная на сжатие 1 кг воздуха в процессе 1-2:

$$l_{12} = \int_{v_1}^{v_2} P dv \quad . (10.1)$$

Величина работы l_{12} всегда отрицательна, так как работа совершается над газом.

Из рис. 10.1 видно, что работа l , затраченная на сжатие 1 кг газа в одноступенчатом компрессоре, графически изображается пл. 12341 и определяется по формуле:

$$l = l_{41} + l_{12} - l_{23} = P_1 v_1 + \int_{v_1}^{v_2} P dv - P_2 v_2 \quad . (10.2)$$

Т.к. $P dv = d(Pv) - v dP$, то $\int_{v_1}^{v_2} P dv = (P_2 v_2 - P_1 v_1) - \int_{P_1}^{P_2} v dP$. Подставив последнее выражение в (10.2), имеем:

$$l = - \int_{P_1}^{P_2} v dP \quad (10.3)$$

Влияние процесса сжатия на величину работы одноступенчатого компрессора

Процесс сжатия газа в компрессоре (рис. 10.5) в зависимости от условий теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра может осуществляться по адиабате 1-2'' (n=k), изотерме 1-2 (n=1) или политропе 1-2''' (n>k).

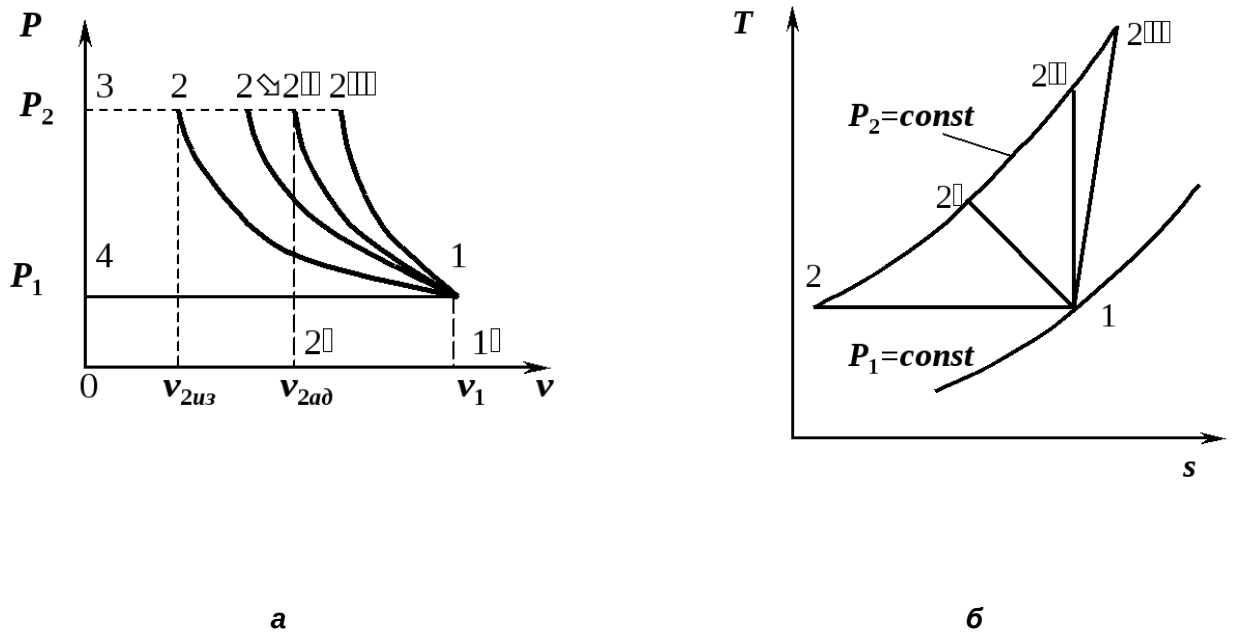


Рис. 2. Теоретическая индикаторная диаграмма получения сжатого газа

В компрессоре в зависимости от способа сжатия:

а- в vP – диаграмме; *б* - в sT – диаграмме.

Т.к. пл.1234 < пл.12'34 < пл.12''34, то $l_{из} < l_{пол} < l_{ад}$, то есть изотермический процесс сжатия является наиболее выгодным с точки зрения затраты работы.

Выражение (10.1), в зависимости от характера процесса сжатия, принимает следующие значения:

- Изотермическое сжатие

$$l_{12} = \int_{v_1}^{v_2} P dv = P_1 v_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (10.4)$$

- Адиабатное сжатие

$$l_{12} = \int_{v_1}^{v_2} P dv = - \frac{1}{k-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = - \frac{1}{k-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (10.5)$$

- Политропное сжатие

$$l_{12} = \int_{v_1}^{v_2} P dv = - \frac{1}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = - \frac{1}{n-1} P_1 v_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \quad (10.6)$$

Полная работа одноступенчатого компрессора (выражение 10.3) определяется следующим образом.

- Изотермическое сжатие

$$l_{из} = P_1 v_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (10.7)$$

Количество теплоты, отводимое от 1 кг идеального газа в процессе сжатия:

$$q_{из} = l_{из} = RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

- Адиабатное сжатие

$$\begin{aligned} l_{12} &= \int_{v_1}^{v_2} P dv = P_1 v_1 - \frac{1}{k-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) - P_2 v_2 = \\ &= - \frac{k}{k-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = - \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \end{aligned} \quad (10.8)$$

Т.е., работа на привод компрессора в k раз больше работы адиабатного сжатия $l_{ад} = k l_{12}$.

Уравнение (10.7) можно представить в другом виде. Работа сжатия в адиабатном процессе:

$l_{12} = u_2 - u_1$. Тогда, согласно уравнению 10.2, имеем:

$$l_{ад} = P_1 v_1 - (u_2 - u_1) - P_2 v_2 = (u_1 + P_1 v_1) - (u_2 + P_2 v_2) = (i_2 - i_1) \quad (10.9)$$

При адиабатном сжатии работа на привод компрессора по абсолютной величине равна разности энтальпий в конце и в начале процесса сжатия. Уравнение (10.9) справедливо как для реального, так и идеального газов.

- Политропное сжатие

Количество теплоты, отводимое от 1 кг идеального газа в процессе политропного

сжатия, можно определить по уравнению:

$$q = c_v \frac{k-n}{n-1} (T_1 - T_2).$$

$$\begin{aligned}
 l_{12} &= \int_{v_1}^{v_2} P dv = P_1 v_1 - \frac{1}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) - P_2 v_2 = \\
 &= -\frac{n}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = -\frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \quad (10.10)
 \end{aligned}$$

Действительная индикаторная диаграмма компрессора

Действительная индикаторная диаграмма компрессора (рис. 10.6) отличается от теоретической. Это отличие обусловлено потерями на дросселирование во впускном и нагнетательном клапанах и наличием вредного пространства.

Вследствие сопротивления, оказываемого впускным и нагнетательным клапанами проходящему газу, всасывание происходит при давлении газа в цилиндре, меньшем, чем давление среды, из которой происходит всасывание, а нагнетание происходит при давлении большем, чем давление в нагнетательном патрубке.

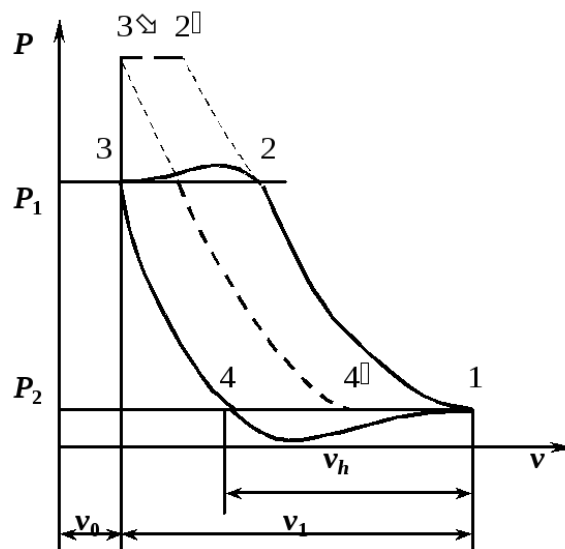


Рис. 3 Действительная индикаторная диаграмма компрессора

В реальном компрессоре между поршнем, находящемся в крайнем верхнем положении, и крышкой цилиндра с клапанами всегда должен быть зазор, которому соответствует некоторый объем v_0 , называемый *вредным пространством*. Вследствие этого в процессе 2-3 (рис. 10.6) не весь газ выталкивается из цилиндра, а оставшаяся часть его, сжатая во вредном объеме v_0 , при движении поршня в обратном направлении расширяется по линии 3-4. При этом всасывание воздуха в компрессор начинается в т. 4. Поскольку при ходе всасывания часть рабочего объема заполняется расширяющимся газом вредного пространства, полезный рабочий объем цилиндра v_1 уменьшается до действительного объема всасывания v_h . В связи с этим вводят понятие объемного КПД компрессора, учитывающего влияние вредного объема на производительность

$$\eta_v = \frac{v_h}{v_1} \approx 0,75 \dots 0,9.$$

компрессора:

В предельном случае линия нагнетания 2-3 превращается в точку и всасывание газа в цилиндр прекращается. Поршень работающего компрессора периодически сжимает одно и то же количество газа без нагнетания, то есть производительность компрессора равна нулю.

Практическое занятие № 31. « Изучение конструкции Центробежного нагнетателя».

Центробежные нагнетатели (газовые компрессоры) являются основной рабочей машиной компрессорных станций газопроводов. В большинстве случаев они выполняются одно- или двухступенчатыми и представляют собой стационарные турбомашины сравнительно большой массы.

Главными составными частями ступени центробежного нагнетателя (ЦН) являются рабочее колесо и диффузор. Схема лопаточной решетки рабочего колеса с треугольниками скоростей на входе и выходе. При вращении рабочего колеса на входе его создается разрежение. Поступающий в межлопаточное пространство газ под действием центробежных сил движется в плавно изогнутых каналах рабочего колеса. Поток в ступени ЦН пространственный. Абсолютную скорость движения газа рассматривают относительно статора компрессора. Ее можно представить как геометрическую сумму трех составляющих: осевой c_a , радиальной c_r и окружной c_u . Скорость движения частиц газа относительно элементов рабочего колеса нагнетателя называют относительной и обозначают (w). Ее также можно разложить на составляющие. Скорость движения элементов рабочего колеса (u) является переносной.

Для ЦН, как и для других турбомашин, справедливо уравнение неразрывности в виде $G = \rho c F$, а для радиальной части в виде $V = \pi D w \tau c_r$, где V - объемный расход, D и w - соответственно диаметр и ширина канала, τ - коэффициент стеснения сечения лопатками. Отношение расходной составляющей скорости к окружной скорости называют коэффициентом расхода ϕ . Для радиальной части рабочего колеса $\phi = c_r/u$, для выхода $\phi 2r = c 2r/u^2$. Вторым уравнением, характерным для турбомашин, является уравнение движения (уравнение Эйлера). Применительно к единице массы рабочего тела, прошедшей через рабочее колесо ЦН, его используют в виде $\text{Над} = u^2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$, где c_{2u} , c_{1u} - проекции абсолютной скорости на окружное направление. Это уравнение не учитывает трения и сжимаемости газа и получено при бесконечно большом числе лопаток. Отношение доли энергии в ступени, превращенной в потенциальную энергию давления, ко всей энергии, сообщенной потоку в рабочем колесе, называют степенью реактивности. В ЦНПГ применяют ступени только со значительной реактивностью, т.е. такие, в которых энергия давления превышает энергию скорости.

Пользуются также понятием коэффициента теоретического напора $\Psi = \text{Над} / u^2$. При $c_{1u} = 0$ $\Psi_t = c_{2u} / u^2$. На практике иногда используют $\psi_t = 2 c_{2u} / u^2$.

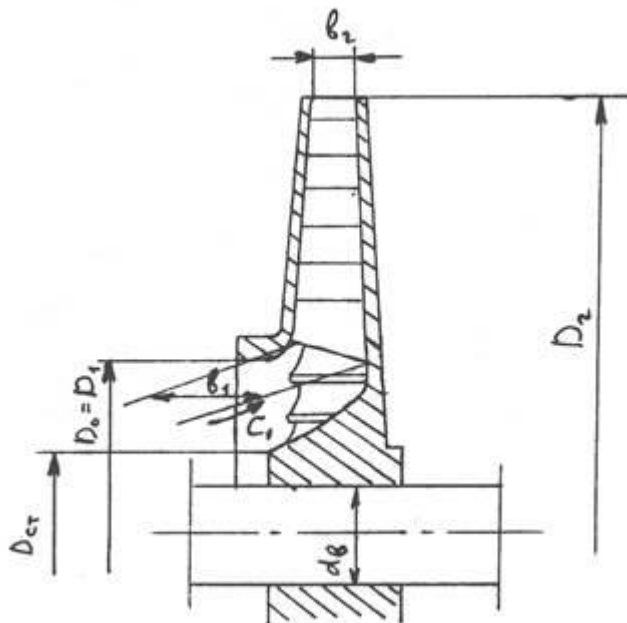
Под степенью сжатия нагнетателя p_n^* по полным параметрам понимается отношение давлений, т.е. $p_n^* = p_{2n}^* / p_{1n}^*$.

По развиваемому отношению давлений центробежные компрессорные машины (ЦКМ) разделяют на вентиляторы, нагнетатели и компрессоры. Вентиляторы имеют $\pi \leq 1,15$, нагнетатели большей частью $\pi = 1,1 \dots 2,7$. Центробежные компрессоры - компримирующие

машины на более высокую степень сжатия, в промышленных установках они снабжены обычно промежуточными охладителями рабочего тела для снижения потребляемой мощности. В англоязычной технической литературе нагнетатели природного газа называются газовыми компрессорами, иногда бустерами. При заданном напоре все ЦКМ с использованием центробежных сил требуют меньшей окружной скорости и меньшей частоты вращения, чем осевые лопаточные машины. Кроме того, нагнетатели центробежного типа менее чувствительны к наличию капель влаги и частиц пыли в транспортируемом газе, чем осевые компрессоры.

Практическое занятие № 32. «Расчет рабочего колеса ЦН»

Цель работы: определение основных размеров рабочего колеса и параметров потока газа на выходе из рабочего колеса.



Исходными данными для расчета является объемная Q или весовая производительность G ; начальное и конечное давление p_1 и p_2 ; начальная температура газа T_1 ; термодинамическая характеристика

газа при нормальных условиях: R ; $k = \frac{c_p}{c_v}$; ρ

Рис.4 Продольный разрез колеса центробежного компрессора

Число оборотов вала компрессора n определяется типом приводного двигателя. Для привода компрессора применяются асинхронные и синхронные электродвигатели с рабочим числом оборотов до 3000 об/мин.

Предпочтительнее высокие числа оборотов, т.к. увеличение "n" приводит к получению более компактной машины. Иногда между электродвигателем и компрессором включают повышающую передачу. Удобным приводным двигателем является паровая турбина с $n = 3500$ об/мин и выше. В этом случае допускается большая свобода в выборе числа оборотов и агрегат, получается удобным с точки зрения регулирования производительности изменением "n".

Порядок расчета

1. Определение наружного диаметра колеса.

Окружная скорость газа u_2 на выходе из колеса по условиям его прочности принимается $u_2 \leq 300$ м/сек. Приняв u_2 , находим D_2 из формулы

$$u_2 = \omega R_2,$$

где ω – окружная скорость,

$$u_2 = \frac{\pi n D_2}{60};$$

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n},$$

где n – об/мин

2. Внутренний диаметр D_1 выбирается в пределах

$$D_1 = (0,48 - 0,62) D_2$$

в среднем $D_1 = 0,5 D_2$.

3. Задав диаметр $D_{ст}$ по конструктивным соображениям в зависимости от диаметра вала d_6 определяем скорость газа на входе в рабочее колесо.

$$c_1 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{ст}^2)}.$$

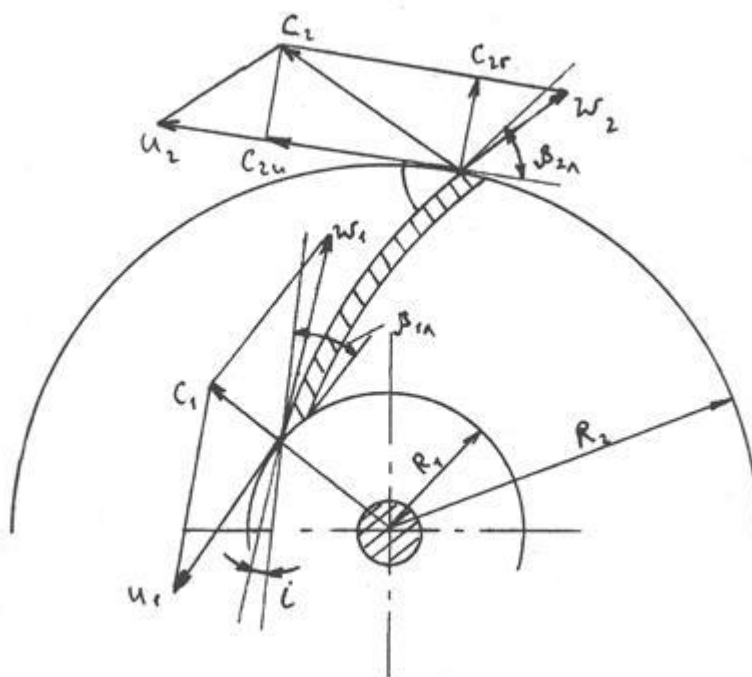
4. Скорость входа газа на лопатки c_1 направлена по радиусу.

5. Окружная скорость газа на входе

$$u_2 = \frac{\pi D_2}{30} n$$

6. Относительная скорость газа на входе

$$W_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2}$$



Лопаточный угол

определяется из параллелограмма скоростей.

Рис.9. Параллелограммы скоростей рабочего колеса с радиальным входом на лопасти

7. Определение c_{2u}

Из формулы

$$p_2 = p_1 \left[1 + \frac{\eta_2}{2c_p T_1} (c_1^2 - c_2^2 + 2u_2 c_{2u} - 2u_1 c_{1u}) \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

Полагая вход на рабочие лопасти радиальным, т.е. при $c_{1u} = 0$ следует:

$$c_1^2 - c_2^2 + 2u_2 c_{2u} = \frac{2c_p T_1}{\eta_g} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Из параллелограмма скоростей на выходе

$$c_1^2 = c_{1u}^2 + c_{1v}^2; \quad c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2v}^2; \quad \text{т.к. } c_{1u} = 0$$

и так как абсолютная скорость c_1 направлена, по радиусу

Для колес центробежного компрессора обычно принимают

$$c_{2v} = c_{1v} = c_1$$

Учитывая вышеизложенное, получим, обозначая левую часть уравнения (1) через B

$$c_{1v}^2 - c_{2u}^2 - c_{1v}^2 + 2u_2 c_{2u} = B$$

или

$$2u_2 c_{2u} - c_{2u}^2 = B; \quad B = 2u_2 c_{2u} - c_{2u}^2, \quad (2)$$

но в то же время величина B равна, согласно (1)

$$B = \frac{2c_p T_1}{\eta_g} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Вычислив величину B по известным $p_1, p_2, T_1, \eta_g, c_p$ по уравнению (2) определяется искомая скорость c_{2u}

8. Связь c_{2u} с выходными параметрами колеса выражается экспериментально-теоретической формулой Стодолы:

$$c_{2r} = u_2 \left(1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \frac{c_{2t}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right)$$

Количество рабочих лопастей (z) принимают в пределах от 6 до 32. Из этой формулы можно найти угол β_2 .

9. Ширина лопастей рабочего колеса на входе и выходе определяется по уравнению расхода

$$Q_1 = \pi D_1 b_1 c_{1r} \mu_1 \text{ - во входном сечении,}$$

$$Q_2 = \pi D_2 b_2 c_{2r} \mu_2 \text{ - в выходном сечении,}$$

где Q_1 и Q_2 - объемная производительность по условиям всасывания и подачи, м³/сек;

μ_1 и μ_2 - коэффициент заполнения сечений активным потоком.

10. Конечная температура сжатия в рабочем колесе определяется с помощью зависимостей

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c}$$

или, если известен показатель политропы n

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} /$$

Примерно аналогичны и основы расчета диффузора ступени.

Характеристики центробежных компрессоров

Характеристиками компрессоров называют графики зависимости конечного давления p_2 (при $p_1 = \text{const}$) или степени от сжатия ε , его КПД, мощности на валу N_e производительности центробежного компрессора.

Производительность принято выражать или в весовых единицах (кг/сек, кг/час) или в объемных по условиям всасывания (м³/сек, м³/час).

Характеристики приводятся в паспорте машины и снимаются на заводе-изготовителе испытанием опытных образцов или отдельных машин данной конструкции.

Уравнение Эйлера одинаково применимо для анализа работы, как центробежных насосов, так и центробежных компрессоров. Поэтому теоретические характеристики центробежных компрессоров и центробежных насосов аналогичны. Лопатки рабочих колес центробежных компрессоров обычно загнуты назад ($\beta_2 = 40 - 60^\circ$) и только для турбогазодувов низкого давления лопатки иногда оканчиваются радиально ($\beta_2 = 90^\circ$).

Однако компрессорные характеристики по сравнению с характеристиками центробежных насосов обладают некоторыми особенностями:

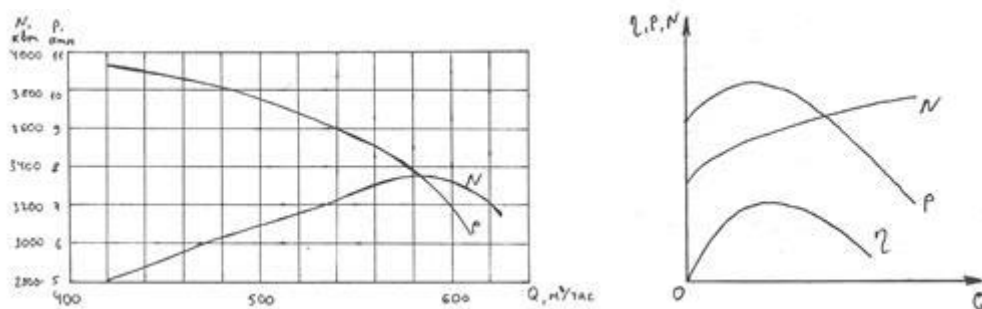


Рис.10. Характеристики центробежных компрессоров

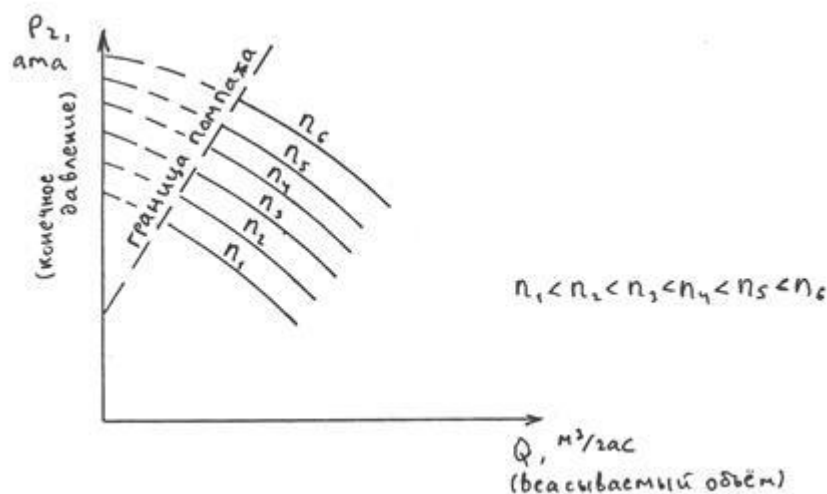


Рис.5 Характеристика

$$p_2 = f(Q)$$

1. Наклон характеристик $p = f(Q)$ повышается с увеличением числа оборотов, а у насосов этого не наблюдается. Это, объясняется следующим. Наклон характеристик характеризуется первой производной

$$\frac{dp}{dQ} = -E_1 = -\gamma E$$

где E_1 и E - коэффициенты, зависящие от геометрических размеров колеса и числа оборотов.

С увеличением числа оборотов возрастают скорости и степень сжатия $\frac{P_2}{P_1}$. При этом

удельный вес газа γ возрастает, что приводит к увеличению $\frac{dp}{dQ}$, т.е. к увеличению угла наклона касательной к кривой $p = f(Q)$.

При высоких значениях производительности и числа оборотов характеристики давления центробежных компрессоров приближаются к вертикальным линиям. Следовательно, при некоторых режимах нагрузки производительность компрессора сохраняется постоянной при изменении давления.

Это объясняется тем, что при высоких Q и n скорость газа в межлопаточных каналах I ступени достигла критической и не может быть повышена. Поэтому и производительность не может быть больше критического значения, соответствующего вертикальному участку характеристики.

2. На работу центробежных компрессоров существенное влияние оказывают пульсации давления и помпаж.

Пульсации давления имеются при всех режимах работы центробежных компрессоров, что объясняется периодическим срывом вихрей газа с рабочих лопастей. При уменьшении же производительности Q пульсации давления возрастают и при некоторых Q (слева от точки максимального давления) работа компрессора становится неустойчивой, сопровождающейся резкими скачками давления и производительности. Это явление называется помпажом.

Явление помпажа

В системах, состоящих из трубопроводов и центробежных или осевых машин, МОГУТ возникать изменения режимов (резкое изменение расхода со стороны потребителя, резким изменением числа оборотов при изменении частоты в электросети и др.). Такие возмущения выводят систему из равновесия и вызывают колебания давления, расхода и мощности на валу.

Если с течением времени колебания затухают, то система является устойчивой. Если же с течением времени амплитуда колебаний возрастает, то устойчивость не восстанавливается. В системе возникают автоколебания - помпаж (это явление сходно с явлением резонанса при колебаниях механических систем).

Пусть центробежная машина работает в системе с малым гидравлическим сопротивлением, состоящей из самой машины, трубопроводов и емкости А.

Характеристика машины имеет экстремальную точку A_1 , которой соответствует расход Q_1 давление p_{max} . Всю область работы машины можно разделить на две области: область неустойчивой работы (не заштрихована) и область устойчивой работы (заштрихована).

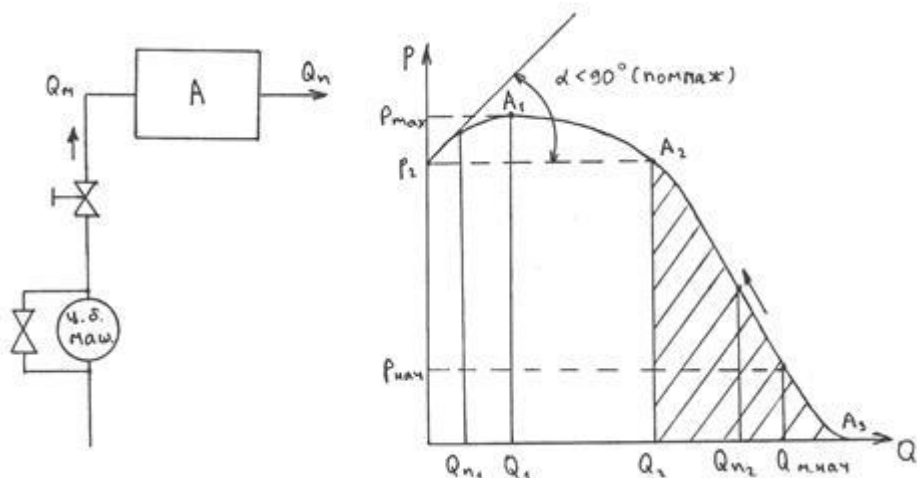


Рис.6

Рассмотрим случай, когда расход газа, поступающего к потребителю, $Q_{пл} < Q_1$, т.е. меньше расхода, соответствующего экстремальной точке.

В момент включения машина дает производительность $Q_{м.нач}$. Т.к. $Q_{пл} < Q_{м.нач}$, давление в емкости A повышается, рабочая точка будет перемещаться по характеристике машины вверх. При этом производительность машины уменьшается, приближаясь к $Q_{пл}$. В определенный момент рабочая точка займет положение A_1 , где еще имеется неравенство $Q_{пл} < Q_1$, а машина уже создает максимальное давление.

Вследствие инерции движущихся масс газа в каналах машины и трубопроводах произойдет еще некоторое увеличение давления в емкости до $p_A > p_{max}$. Так как $p_A > p_{max}$, создаваемого машиной, то при этом начинает сказываться торможение потока и обратное течение газа из емкости A через машину наружу (если нет обратного клапана).

Вследствие этого и наличия $Q_{пл}$ через некоторое время давление в емкости упадет до p_2 и машина вновь подает в сеть производительность Q_2 . Но $Q_2 < Q_{пл}$, и поэтому давление в емкости A снова начнет возрастать и цикл повторится.

Следовательно, если $Q_{пл} < Q_1$, то установка будет работать с периодическими колебаниями давления и производительности, т.е. в режиме помпажа.

Помпаж возникает только в тех режимах работы, где $\frac{dp}{dQ} > 0$, т.е. угол наклона между касательной к характеристике и осью Q меньше 90° . Если расход газа к потребителю

$$Q_{\pi} = Q_{\pi_1} > Q_1, \text{ то } \frac{dp}{dQ} < 0 \quad (\text{отрицателен})$$

Аналогичным методом нетрудно показать, что при этом колебания давления и производительности, вызванные каким-либо возмущением, затухают (система устойчива).

Поэтому завод-изготовитель указывает, границу помпажа на характеристиках. Необходимо, чтобы $Q_{потреб}$ не выходило за область устойчивости работы.

Регулирование производительности центробежных машин

С целью предотвращения работы компрессора в неустойчивой зоне, а также получения постоянного давления при меняющейся производительности и др. регулирование можно осуществлять различными способами.

1. Дросселированием при $n = const$.
2. Изменением числа оборотов.
3. Регулированием поворотными направляющими аппарата на входе в колесо.

Дроссельное регулирование при $n = const$

Пусть центробежная машина включена в систему, показанную на рис.13. Представим на графике характеристики центробежной машины (H или p , N_e , $\eta = f(Q)$) и характеристику трубопровода (BA , $ДС$)

Пусть регулирующий дроссель открыт полностью сопротивление трубопроводной сети min . При этом трубопровод имеет характеристику BA . Состояние равновесия систематически характеризуется точкой A пересечения характеристик машины и трубопровода. Точка A определяет режим работы установки (производительность Q) напор или давление $H(p)$, N_e и η .

Прикроем дроссель на напорной трубе. При этом сопротивление трубопровода станет больше и его характеристика будет круче BA_1 .

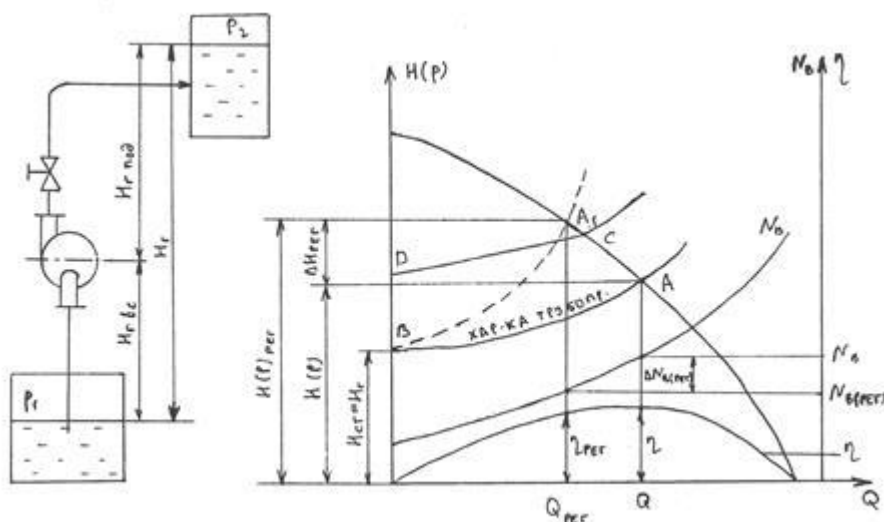


Рис.7.

Новое состояние равновесия системы характеризуется точкой A_1 , т.е. рабочая точка переместится по характеристике машины влево вверх.

При этом новое состояние системы характеризуется другими параметрами ($Q_{рег}$, $H(p)_{рег}$, $N_{в\,рег}$, $\eta_{рег}$)

Этот способ регулирования применяется только для уменьшения производительности.

Из графиков видно, что дросселирование уменьшает N_b и вместе с тем возрастает доля энергии, расходуемой при регулировании. Возрастает потеря мощности на регулирующем дросселе, сопротивление которого возрастает. Эти непроизводительные для насоса равны

$$\Delta N_{с.рег.} = \frac{\gamma Q_{рег} \Delta H_{рег}}{102 \eta_{рег}}$$

Таким образом энергетическая эффективность этого способа регулирования низка. Однако вследствие чрезвычайной простоты он получил широкое распространение.

Производительность центробежной машины может при $n = const$ изменяться не только вследствие закрытия напорного вентиля, но и самопроизвольно при изменении давления в системе трубопроводов. Например, если по какой-либо причине давление p_2 в напорном баке возрастает, это приведет к смещению характеристики трубопровода вверх (параллельно исходному положению ДС). Рабочая точка системы переместится влево вверх, производительность и уменьшится.

В некоторых случаях режим работы центробежной машины может изменяться самопроизвольно. Так, например, если прекратится расход жидкости из напорного бака, а центробежная машина работает, то статическая высота H_c и p_2 будут возрастать. Это

приведет к смещению характеристики трубопровода параллельно вверх. Рабочая точка будет перемещаться влево вверх, производительность и N_s будут падать. Такой процесс может протекать до нулевой производительности машины, когда статическая высота подачи ($p_2 + \gamma H$) сравнивается с напором холостого хода.

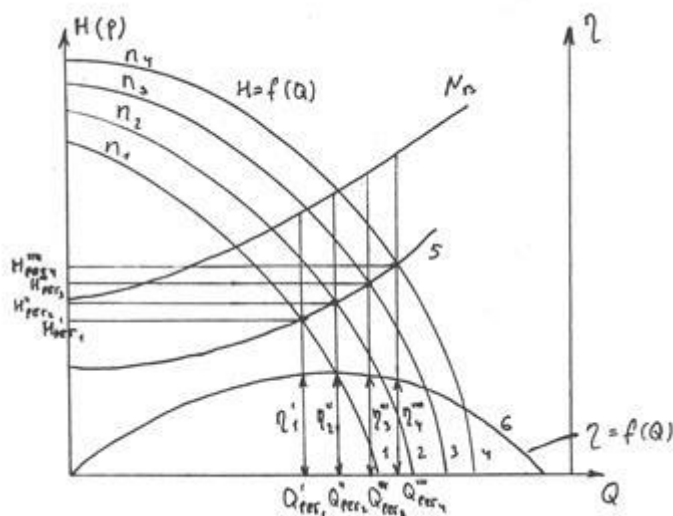
Регулирование с изменением числа оборотов

В тех случаях, когда имеется возможность изменять число оборотов вала центробежной машины, целесообразно регулировать производительность изменением числа оборотов. Этот способ экономичнее первого и дает возможность регулировать производительность в любом направлении. Однако, применяется этот способ значительно реже (в случае привода от паровой турбины). Иногда для машин большой мощности применяют электродвигатели, допускающие ступенчатое и плавное изменение n . Такие двигатели дороги и применяют их экономически оправдано только для мощных машин. В эксплуатации, такие агрегаты энергетически эффективны и имеют высокий общий КПД. На рис.14 показаны

1-4 - характеристика машины при n_1, n_2, n_3, n_4 .

5 - характеристика трубопровода

6 - характеристика $\eta - Q$.



Иногда между валом электродвигателем и машины ставят вариатор скорости или гидромuftу. Гидромuftы и вариаторы скорости значительно усложняют и удорожают агрегат, и оправдывается он только в мощных высокооборотных агрегатах.

Рис.8.

Регулирование поворотными направляющими лопастями на входе в рабочее колесо

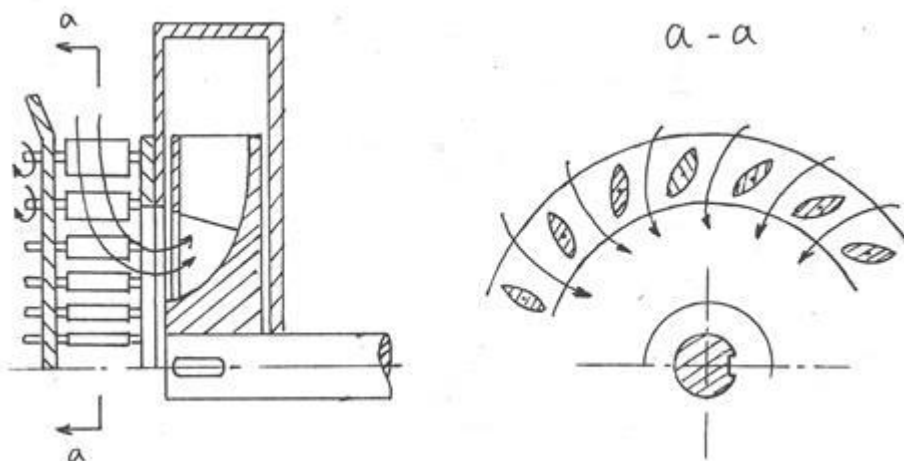


Рис.9.

Из уравнения Эйлера следует, что удельная работа, сообщаемая потоку жидкости или газа в центробежной машине, зависит от условий входа жидкости на рабочие колеса (от c_{1u}). Закручивание потока (увеличение c_{1u}) изменяет напор и при заданной характеристике трубопровода изменяет ее производительность. Отсюда вытекает возможность регулирования производительности закручиванием потока специальным лопастным направляющим аппаратом (рис.15).

Направляющие аппараты следует располагать в непосредственной близости от рабочего колеса (чем ближе, тем лучше). В противном случае из-за быстрого торможения вращающегося потока c_{1u} быстро уменьшается, эффективность регулирования получается низкой.

$$H_T = \frac{U_2 c_{2u} - U_1 c_{1u}}{g}$$

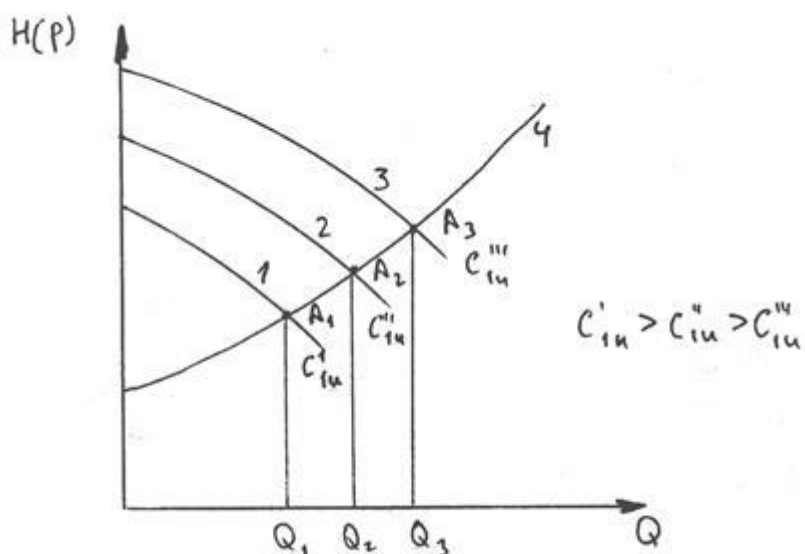


Рис.10.

Многоступенчатое сжатие. Охлаждение

Давление, создаваемое ступенью центробежного компрессора, определяется в основном условиями сжатия и окружной скоростью выходных концов рабочих лопастей. Последняя ограничена, главным образом, условиями прочности рабочих колес, поэтому и степень сжатия ступени компрессора ограничена и составляет в обычных конструкциях 1,2 – 1,5.

Для получения более высоких давлений применяют последовательное соединение ступеней, рабочие колеса которых сажаются на общий вал. Такие компрессоры называются многоступенчатыми.

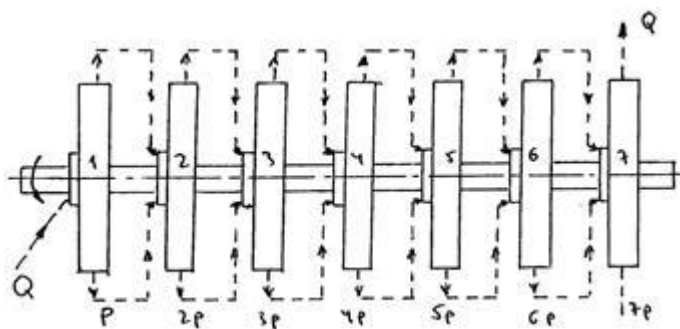


Рис.11.

Для повышения экономичности многоступенчатых компрессоров применяют охлаждение. Здесь возможны 3 варианта:

1. Охлаждение секций компрессора подачей воды в специальные полости в отливке корпуса. Добиться таким способом эффективного охлаждения и значительно приблизить процесс в компрессоре к изотермному не удастся вследствие затрудненных условий теплообмена между газом и охлаждающей водой: невозможно осуществить конструкцию с подведением охлаждающей воды к межлопаточным каналам рабочего колеса, где протекает процесс сжатия. Поэтому осуществляют охлаждение поверхностей, граничащих с направляющими аппаратами. Охлаждение газа происходит при переходе ступени в другую. Процесс в компрессоре в целом становится более экономичным.

2. Охлаждение газа в охладителях, устанавливаемых между отдельными группами ступеней. В этом случае газовый поток, пройдя группу ступеней, выводится из корпуса в охладитель, где снижается его температура при постоянном давлении. Далее газ вновь вводится в корпус, проходит следующую группу ступеней и при повышенных давлении

и температуре поступает во второй промежуточный охладитель и т.д. Процесс в компрессоре такого типа показан на рис.18.

При этом способе охлаждения, используя трубчатые охладители с большой поверхностью, можно получить экономию в расходе энергии.

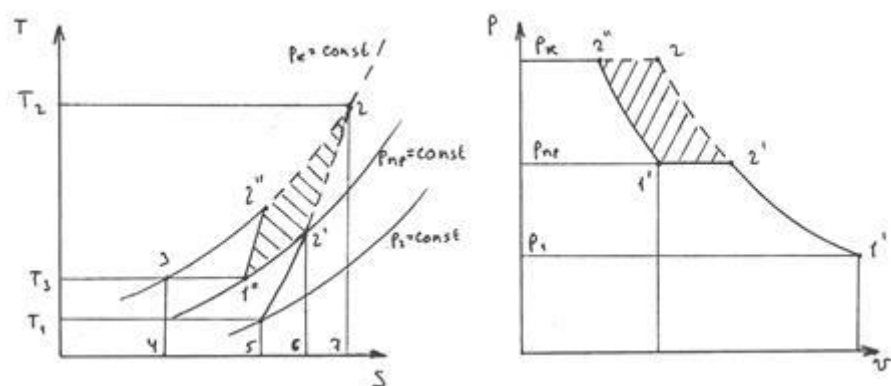


Рис. 12. ST - и pv - диаграммы двухступенчатого компрессора

1-2 – политропное сжатие в первой ступени; 2'-1'' - изобарное охлаждение в промежуточном охладителе; 1''-2'' - сжатие до конечного давления p_k во второй ступени. Площадь 1''-2'-2-2'' - экономия энергии от применения двухступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением.

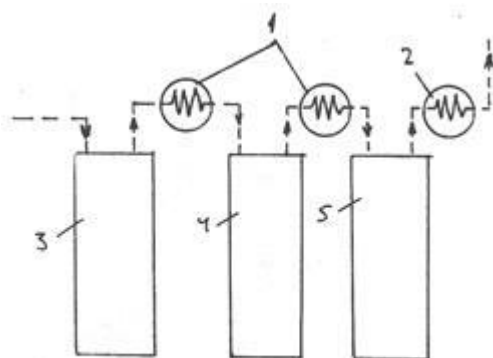


Рис.13. Общая схема компрессора со ступенчатым сжатием

1 - охладители I и II ступеней; 2 - конечный охладитель;
3, 4, 5 - соответственно I, II и III ступеней.

В последнее время начинают применять компрессоры большой производительности с описанным выше типом выносных охладителей после каждой ступени компрессора.

Такие компрессоры называют изотермными. С энергетической точки зрения они очень эффективны, но вследствие сложности конструкции обладают высокой стоимостью.

3. Комбинированное (внутреннее и выносное) охлаждение газа. Этот способ охлаждения дает большую экономию в приводной энергии, но конструкция сложна и компрессор получается дорогим.

4. Охлаждение (внутреннее) впрыском охлаждающей воды в поток газа перед первой ступенью компрессора. При этом способе тепло газа частично расходуется на испарение охлаждающей воды и температуры конца сжатия существенно снижается. Недостатком способа является увлажнение газа, что во многих случаях недопустимо.

Пересчет характеристик компрессора при изменении физических свойств газа

Наиболее часто рабочим телом в компрессоре служит воздух. Однако, кроме воздушных компрессоров, находят применение (особенно за последние годы) различного рода газовые компрессоры, подающие самые разнообразные по своим свойствам газы: кислород, водород, гелий, углекислый газ, природный газ и др. В связи с этим возникает необходимость в пересчете характеристик компрессора при изменении физических констант газа (k , R , ν).

Необходимость пересчета характеристик возникает в основном в двух случаях:

а) после изготовления газового компрессора необходимо испытать его для установления соответствия расчетных и действительных параметров работы. Если на заводе-изготовителе отсутствует требуемый газ, то испытания проводят на воздухе. При этом приходится решать следующую задачу: какими должны быть параметры работы и число оборотов компрессора при работе на воздухе, чтобы при подаче газа он обеспечил расчетные параметры работы;

б) компрессор, предназначенный для работы на воздухе, предполагается использовать для работы на газе. Часто это связано с необходимостью переделки уплотнений компрессора, которые должны быть абсолютно герметичными, и даже с заменой материала ротора и корпуса, но без изменения проточной части компрессора. В этом случае необходимо по известным характеристикам компрессора при работе на воздухе построить характеристики для работы на газе.

При замене одного рабочего тела другим изменяются: газовая постоянная R , число Re (вследствие изменения коэффициента кинематической вязкости ν) и показатель изэнтропии k . Изменение газовой постоянной R учитывается приведенными характеристиками. Влияние числа Re не рассматривается; предполагается, что режимы работы компрессора находятся в области автомодельности.

Задача решается в следующей постановке: известны характеристики компрессора при работе на газе с физическими константами R_0 и k_0 ; необходимо рассчитать характеристики при работе на газе с другими константами R и k .

Возможность выбрать две величины (например, расход газа и отношение давлений) позволяет обеспечить сохранение подобия треугольников скоростей в двух характерных

сечениях компрессора (удобно выбрать сечения перед первой и за последней ступенями) и получают уравнения, решающие поставленную задачу о пересчете характеристик компрессора при изменении физических свойств газа.

Разумеется; пересчет характеристик компрессора при изменении физических свойств газа производился в предположении сохранения к.п.д. компрессора ($\eta_{п} > \eta_{по}$), поскольку сохранялось подобие треугольников скоростей.

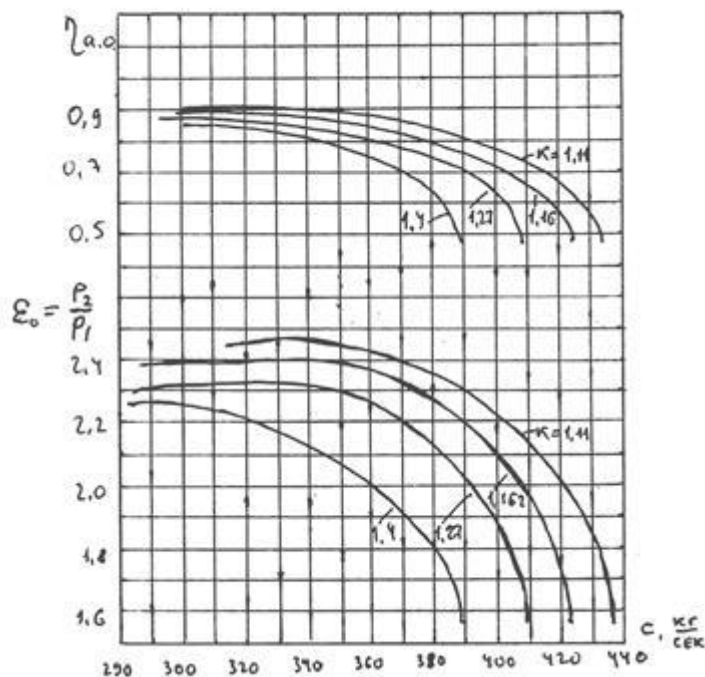


Рис.14 Характеристики компрессора для различных рабочих тел

Опытные данные по влиянию физических свойств газа на характеристики компрессоров весьма ограничены. В качестве пример на рис.20 приведены характеристики одноступенчатого центробежного компрессора с радиальными рабочими лопастями. При испытании компрессора на воздухе ($k = 1,4$), углекислом газе ($k = 1,27$), фреоне-12 ($k = 1,162$) и четыреххлористом углероде ($k = 1,11$). Как следует на рис.20 максимальные значения к.п.д. при разных k отличаются не очень сильно. Например, при переходе от $k = 1,4$ к $k = 1,11$ к.п.д. увеличивается с 0,825 до 0,87, а при переходе к $k = 1,27$ - до 0,84.

Практическое занятие № 33. «Изучение схем и оборудования вспомогательных систем Центробежных нагнетателей».

Электроснабжение ГПА.

К потребителям электроэнергии ГПА относятся смазочные маслонасосы, пусковые насосы, вентиляторы отсоса и наддува, валоповоротное устройство, АВО масла и газа, аварийная вентиляция, нагрузки КИПиА, освещение и др.

Потребители ГПА по степени надежности электроснабжения разделяются на потребителей 1-й категории, 2-й категории и потребителей 3-й категории.

К потребителям 1-й категории, допускающим перерыв в электроснабжении только на время действия автоматики, относятся смазочные маслонасосы и насосы уплотнения, АВО масла, АВО воды, цепи КИПиА, аварийная вентиляция и аварийное освещение.

К потребителям 2-й категории, допускающим перерыв на время действия оперативного персонала, относятся АВО газа, освещение цеха.

К потребителям 3-й категории, допускающим перерыв до суток, можно отнести приточно-вытяжную вентиляцию, электрообогрев, освещение вспомогательных помещений, станочный парк и т.п.

Потребители 1-й категории запитываются по радиальным, кольцевым или смешанным схемам от обеих секций шин 0,4 кВ главного щита.

Потребители 2-й категории запитываются по радиальным схемам одной или двумя линиями от АЩСУ или главного щита 0,4 кВ.

Потребители 3-й категории запитываются одиночными линиями от АЩСУ или от главного щита 0,4 кВ.

Самая простая и надежная схема электроснабжения ГПА - радиальная уплотнения. По этой схеме на каждый ГПА приходит 2 линии от обеих секций 0,4 кВ.

Менее ответственные потребители - освещение, вентиляция - запитаны от одной из секций 0,4 кВ.

Широко применяется и кольцевая схема электроснабжения ГПА. По этой схеме кабели 0,4 кВ прокладываются к крайним ГПА, а между ними выполняются перемычки. Недостатки данной схемы - меньшая надежность, чем радиальной схемы.

Водоснабжение и канализация КС.

Водоснабжение КС осуществляется от артезианских скважин, пробуренных на расстоянии 300-400 метров от забора промплощадки КС. Глубина скважин обычно 70-150 метров. Скважины оборудуются насосами типа ЭЦВ или их аналогами производительностью 6-40 м³/сут. в зависимости от дебита скважины. Как правило, пробуривается не менее 2 скважин: одна рабочая, другая - резервная. Часть КС получает воду от городских сетей. Вода, получаемая из артезианских скважин, в целом соответствует ГОСТ 2874-82 "Вода питьевая" за исключением повышенного содержания железа и некоторых других компонентов. Для нейтрализации железа, нитратов, органики и т.д. на КС монтируются установки подготовки воды типа "Деферрит" или "Струя". Из артезианских скважин вода по напорному трубопроводу подается в хозяйственные противопожарные емкости. Объем емкостей определяется проектом и составляет от 250 до 500 м³. Рядом с емкостями строят насосную 2-го подъема, блочную типа АНПУ-25 или стационарную из кирпича (железобетона). В насосной монтируют хозяйственно-питьевые насосы и пожарные насосы. Хозяйственно-питьевые насосы работают круглосуточно, обеспечивая рабочее давление в трубопроводах в пределах 0,15-0,3 МПа, пожарные насосы включаются при пожаре для повышения давления в сети до 0,6-0,8 МПа и тушения пожара от гидрантов.

Промплощадка КС оборудуется подземным кольцевым хозяйственным противопожарным стальным водопроводом $D_u = 100\ 200$ мм. Кольцевой водопровод делится задвижками на несколько участков для возможности ремонта без отключения всего водопровода.

Типовая схема водоснабжения приведена на рис. 1, где 1 - артезианские скважины; 2 - напорный трубопровод; 3 - хозяйственно-противопожарные емкости; 4 - хозяйственные питьевые насосы; 5 - пожарные насосы; 6 - установка подготовки воды с обеззараживающей установкой; 7 - задвижки; 8 - кольцевой водопровод.

Рис. 1. Типовая схема водоснабжения КС

Канализация хозяйственных фекальных вод промплощадки КС выполняется из чугунных труб $D_u = 100\ 200$ мм на глубине 1,2 м от поверхности земли. Канализация самотечная. Хозяйственные фекальные воды самотеком поступают в приемный резервуар канализационной насосной и оттуда насосами перекачиваются на очистные сооружения типа БИО или иные типы. Очистка сточных вод осуществляется с помощью воздуха, подаваемого высоконапорным компрессором в массу воды. Кислород воздуха окисляет и переводит органические загрязнения в минеральные с образованием CO и HO , одновременно обеспечивая синтез запасных органических веществ и образование новых клеток активного ила. В результате синтеза увеличивается биомасса ила и число микроорганизмов. Доза ила по массе служит ориентировочным показателем того, сколько в иловой смеси потребителей (микроорганизмов) загрязнений. А уже то, что не смогли переработать организмы активного ила, а также песок и соли металлов выпадают в осадок. Степень очистки сточных вод определяется органами Госкомприроды и должна соответствовать разрешенному нормативу предельно допустимого сброса (ПДС). ПДС - это расчетная величина для каждого региона и каждого водоема, куда осуществляется сброс очищенных стоков.

Типовая схема очистных сооружений типа БИО-50 приведена на рис. 2, где 1 - решетка, для улавливания крупных отходов; 2 - песколовка, для улавливания песка и мелких неорганических примесей; 3 - первичный отстойник; 4 - аэротенк; 5 - вторичный отстойник; 6 - компрессорная с воздухоудовками типа 2АФ49-53; 7 - песчаный фильтр; 8 - установка хлорирования капельного типа "ЛОНИИ"; 9 - контактный колодец, где происходит непосредственное хлорирование.

Рис. 2. Типовая схема канализационных очистных сооружений типа БИО-50

Сточные воды, освобожденные от крупных плавающих загрязнений на решетках, поступают на песколовки, которые освобождают сточные воды от песка и частиц размером 0,25-1 мм.

Далее стоки поступают в первичный отстойник, наиболее простой и часто применяемый на практике способ удаления из сточных вод грубодисперсных примесей, которые оседают на дно отстойника или всплывают на поверхность. Основной процесс биологической очистки происходит в аэротенке. Процесс очистки представляет собой непосредственный контакт органических загрязнений с оптимальным количеством организмов активного ила в присутствии соответствующего количества растворенного кислорода в течение необходимого периода времени. Вторичный отстойник применяется для отделения активного ила от биологически очищенной сточной воды.

Установка хлорирования производит обеззараживание очищенной сточной воды.

В настоящее время в П "Мострансгаз" началась замена морально и физически устаревших очистных сооружений типа БИО на очистные сооружения типа ККВ, которые обеспечивают большую степень очистки по БПК-5, фосфору, нитратам.

Теплоснабжение КС.

Теплоснабжение помещений КС осуществляется от собственных стационарных (блочных) котельных, оборудованных водогрейными стальными (чугунными) котлами на газе типов НР-18, "Братск", КВА, ТВГ и т.д. мощностью 0,8-8 МВт. Мощность и количество котлов определяются проектом с учетом покрытия тепловых нагрузок в самые сильные морозы и с учетом резервирования. Как правило, это 3-4 котла на промплощадку. Котельные полностью автоматизированы, не имеют постоянного закрепленного персонала и обслуживаются сменным персоналом КС. Компрессорные станции, имеющие постоянно работающие газотурбинные агрегаты, обеспечиваются теплом от утилизаторов ГПА. Утилизатор представляет собой блок из пучка стальных оребренных труб, устанавливаемых в выхлопную шахту ГПА.

Для обеспечения длительной и безаварийной работы котлов и утилизаторов на промплощадке КС устанавливают блоки химводоподготовки (ХВО) или умягчения воды. Это, как правило, система натрий-катионитовых фильтров (1-3 шт.) диаметром Ду = 7001000 мм, загруженных сульфогуглем или ионообменными смолами. Регенерация фильтров осуществляется с помощью поваренной соли. Мощность ХВО определяется емкостью теплосети и составляет 10-100 м³/сутки. Теплотрасса промплощадки КС бывает подземной или надземной. Выполняется из стальной водогазопроводной трубы Ду = 50200 мм. В последнее время для увеличения срока службы теплотрассы чаще выполняют надземными.

Типовая схема теплоснабжения КС представлена на рис. 3, где 1 - утилизационный теплообменник; 2 - теплообменный модуль; 3 - блок-шибер; 4 - циркуляционный насос; 5 - подпиточный насос; 6 - обратный клапан; 7 - бак-аккумулятор (деаэратор); 8 - насос перекачивающий; 9 - подогреватель обратной воды; 10 - водоподогреватель; 11 - химводоочистка (Na - катионитовая); 12 - обратный клапан; 13 - циркуляционный насос системы ГВС; 14 - обезжелезивающий фильтр; 15 - водяной насос.

Рис. 3. Принципиальная тепловая схема теплоснабжения газотурбинных КС

Условные обозначения:

- *выхлопные газы;*
- *сетевая вода;*
- *сырая вода;*
- *умягченная и деаэрированная вода;*
- *контур горячего водоснабжения.*

2. Системы КИП и автоматики

газоперекачивающий агрегат защита контроль

Комплекс средств контроля и автоматики компрессорного цеха -основная часть общестанционной автоматики, предназначенная для оперативного управления, защиты и контроля за работой оборудования компрессорного цеха и его объектов. В составе комплекса средств контроля и автоматики компрессорного цеха предусматривают щит централизованного контроля и управления технологическим оборудованием цеха.

Комплекс средств контроля и автоматики компрессорного цеха содержит следующие основные системы:

- централизованного контроля и управления ГПА (СЦКУ); в компрессорных цехах, не оснащенных СЦКУ, в помещении цеховых щитов управления должны быть установлены агрегатные панели:
- управления цеховыми кранами;
- управления цеховыми объектами и вспомогательным оборудованием цеха;
- защиты цеха от загазованности;
- защиты цеха от пожара.

Система централизованного контроля и управления предназначена для управления, предупредительной сигнализации и защиты ГПА, а также для измерения параметров работы ГПА. Она должна осуществлять следующие функции:

- автоматический пуск агрегата, а также дистанционное управление режимом работы агрегата;
- нормальную и аварийную остановки ГПА по команде оператора и при срабатывании защит;
- световую и звуковую сигнализацию отклонения параметров от нормы (предупредительная сигнализация);
- сигнализацию срабатывания защит (аварийная сигнализация);
- сигнализацию состояния оборудования (технологическая сигнализация);
- непрерывные измерения - давления газа на входе и выходе нагнетателя, температуры продуктов сгорания перед ТВД (или в тракте ГТУ в зависимости от типа агрегата), частоту вращения валов ГТУ, перепада давления "масло-газ";
- измерительный контроль по вызову и периодическую цифровую регистрацию технологических параметров - температуры масла до и после маслоохладителей, температуры подшипников, вибрации подшипников, перепада давления "масло-газ", давления масла смазки, температуры продуктов сгорания в тракте ГТУ, температуры воздуха перед осевым компрессором, давления воздуха после осевого компрессора, давления масла в системе регулирования, давления топливного и пускового газа.

Температура продуктов сгорания в тракте ГТУ и перепад давления "масло-газ" в системе уплотнения нагнетателя должны иметь непрерывную регистрацию.

Система управления цеховыми кранами должна обеспечивать дистанционное управление кранами узла врезки цеха и охранными кранами и их автоматическую перестановку при аварийной остановке цеха от ключа "Стоп станции". Система управления цеховыми объектами и вспомогательным оборудованием цеха должна обеспечивать управление и контроль за состоянием объектов с помощью локальных систем автоматизации.

Автоматика градирни и циркуляционной насосной должна обеспечивать постоянство уровня воды в бассейне градирни путем автоматической его подпитки; автоматическое включение установок для обработки воды (подкислительной, магнитной и др.); автоматическое включение резервного насоса при аварийном отключении работающего; автоматический пуск работающих насосов и вентиляторов после кратковременного перерыва в электроснабжении.

Таблица 1. Характеристики измерительных приборов для оценки состояния ГПА

Измеряемый параметр	Прибор, предел измерения	Класс точности (погрешность измерения)
Температура наружного воздуха, воздуха на выходе ОК, газа на входе и выходе нагнетателя, газа перед диафрагмой замерного узла технологического газа	Термометр лабораторный типа ТЛ-4, ГОСТ 215-73	$\pm 0,1 + 0,2$ С
Давление газа на входе нагнетателя, перед диафрагмой замерного узла	Манометр, образцовый 0.....60 кгс/см	кл. 0,4
Давление газа на выходе нагнетателя	Манометр, образцовый 0.....100 кгс/см	кл. 0,4
Давление воздуха за ОК	Манометр, образцовый 0.....16 кгс/см	кл. 0,4
Давление газа на выходе нагнетателя	Манометр, образцовый 0+..16 кгс/см	кл. 0,4
Частота вращения роторов ГТУ	Частотомер	кл. 0,4 ± 10 с

3. Системы охлаждения ГПА

Агрегат состоит из функционально завершенных транспортабельных блоков полной заводской готовности, стыкуемых на компрессорной станции (рис.4 и рис.5).

Компоновка ГПА "Волга": 1 - воздуховод противообледенительной системы (ПОС), 2 - блок очистки воздуха, 3 - установка маслоохладителей, 4 - блок электроснабжения, 5 - блок промежуточный, 6 - блок двигателя, 7 - блок топливного газа и пускового воздуха, 8 - опора, 9 - трубопровод нагнетательный, 10 - блок кранов нагнетания, 11 - блок компрессора (нагнетателя НЦ-16), 12 - блок диффузора выхлопа, 13 - блок кранов всасывания, 14 - трубопровод всасывающий, 15 - опора, 16 - теплообменник утилизационный, 17- блок поворота, 18- блок переходника, 19- труба выхлопная с опорой, 20- блок шумоглушения выхлопа, 21- блок подготовки воздуха, 22- площадки обслуживания, 23- блок системы промывки газозоудного тракта (ГВТ), 24- блок вентиляции, 25 - блок глушения шума на всасывании, 26 - ресивер (сепаратор), 27 - блок автоматики агрегата, 28 - блок системы обеспечения (СО), 29 - блок всасывания, 30- навес, 31- блок переходный.

Установка маслоохладителей.

Установка маслоохладителей (рис.4 поз.3) предназначена для охлаждения масла в системе смазки двигателя, а также для разогрева его в предпусковой период.

Управление маслоохладителями осуществляется дистанционно с электрощитов, установленных в блоке систем обеспечения. Маслоохладители и электрощиты соединены между собой кабельной проводкой.

Маслоохладители установлены на рамах, которые представляют собой цельносварную конструкцию из стального профильного и листового проката.

4. Системы защиты ГПА

Проверка защиты и сигнализации ГПА.

Защита газотурбинного агрегата и нагнетателя от недопустимых режимов работы является одной из основных функций системы автоматического регулирования ГПА. Система защиты, обеспечивая защиту ГПА во время пуска и остановки, также автоматически выполняет операции, необходимые для восстановления нормального режима в процессе работы. При аварийном режиме она останавливает агрегат и подает аварийный сигнал обслуживающему персоналу. Защитные устройства предотвращают повреждение агрегата и обеспечивают безопасность обслуживающего персонала при возникновении аварийных состояний. Все системы защиты действуют независимо от системы управления с тем, чтобы при возникновении неисправности в системах управления, системы защиты не вышли бы из строя. Во всех случаях быстрое отключение турбины и остановка агрегата при возникновении опасного состояния осуществляется прекращением подачи топливного газа к камере сгорания стопорным клапаном и открытием клапанов для выпуска воздуха из компрессора. Противопомпажная защита воздушного компрессора осуществляется сбросными клапанами, частично сбрасывающими воздух из компрессора.

Система защиты ГТУ предохраняет агрегат в случае отклонения показателей за допустимые пределы: давления масла смазки, осевого сдвига роторов, температуры подшипников, перепада "масло-газ", температуры продуктов сгорания, давления топливного газа, частоты вращения роторов, вибрации подшипников, а также в случаях погасания факела в камере сгорания, нарушения заданной последовательности пусковых операций, задержке агрегата в зоне запрещенной частоты вращения, помпаже нагнетателей.

Кроме агрегатных систем автоматического управления и защиты ГТУ, существует комплекс средств контроля и автоматики компрессорного цеха, осуществляющий оперативное управление, защиту и контроль за работой оборудования цеха и объектов КС. В этот комплекс входят такие общестанционные системы защиты:

- защита цеха или укрытия ГПА от загазованности (высокой концентрации газа);
- защита цеха или укрытия ГПА от пожара;
- защита компрессорной станции при аварийных ситуациях (аварийная остановка компрессорной станции ключом КАО);
- защита по давлению на выходе компрессорной станции;
- защита по высокой температуре газа на выходе компрессорной станции;
- защита по высокому уровню жидкости в пылеуловителях, сепараторах и др.

При срабатывании защитного устройства, которое может быть электрическим, гидравлическим или пневматическим, и появлении защитного сигнала, осуществляется экстренная остановка агрегата. Так, применительно к агрегатам типа ГТК-10, экстренную остановку осуществляют органы предельной защиты, которые включают стопорный клапан, два электромагнитных клапана, подключенные к электрической системе защиты, два бойковых автомата безопасности, срабатывающих при достижении предельно допустимых частот вращения валов турбодетандера и турбин низкого давления или от ручного воздействия на кнопку управления. При аварийной ситуации одним из перечисленных устройств из линии предельной защиты выпускается воздух, давление снижается и стопорный клапан перекрывает подачу топливного газа к камере сгорания. Одновременно закрывается и регулирующий клапан. Открываются полностью выпускные воздушные клапаны (ВВК) осевого компрессора и в результате турбина быстро останавливается.

Наладка защит ГТУ и нагнетателя проводится в три этапа: перед пуском на остановленной турбине, при пуске, работе без нагрузки и с нагрузкой.

Приведем краткое описание основных систем защиты применительно к агрегату ГТК-10-4.

Защита по давлению масла смазки.

Эта защита останавливает агрегат при падении давления масла в смазочных системах турбины и нагнетателя ниже установленных величин ($< 0,2 \text{ кг/см}^2$). Низкое давление масла смазки может нарушить условия смазки и вызвать разрушение подшипников ГПА. Поэтому необходимо проверить включение защиты по маслу. Измерение давления производится электроконтактными манометрами (ЭКМ). При падении давления смазки подшипников стрелка манометра замыкает контакты, выдавая через реле на главный щит управления (ГЩУ) сигнал "Аварийное давление масла". Одновременно с аварийным сигналом должен включаться резервный масляный насос (РМН), обеспечивая давление в смазочной системе не менее $0,4 \text{ кг/см}^2$.

Защита по осевому сдвигу роторов.

Эта защита срабатывает, останавливая агрегат, при увеличении давления масла в системе защиты по осевому сдвигу выше установленных величин. При осевом сдвиге возможно задевание вращающихся деталей агрегата за неподвижные и разрушение отдельных узлов агрегата.

Масло (воздух) к реле осевого сдвига (РОС) турбокомпрессора, силовой турбины и нагнетателя поступает через шайбы диаметром 3 мм, а сливается через зазоры между соплами реле и упорными дисками на валах агрегата. Давление масла на ЭКМ должно составлять 1,2-1,8 кг/см (давление воздуха при гидропневматической системе регулирования должно составлять 0,3-0,6 кг/см). Изменение давления масла, которое происходит при осевом сдвиге ротора, фиксируется электроконтактными манометрами системы защиты. Контакты на манометрах (ЭКМ) должны срабатывать при повышении давления масла до 3-3,5 кг/см (или превышении давления по воздуху выше 1 кг/см), при этом на ГЩУ подается аварийный сигнал "Авария по осевому сдвигу".

Защита по перепаду между маслом уплотнения и газом в полости нагнетателя (защита "масло-газ").

Для предотвращения протечек газа по валу из нагнетателя в машинный зал применяется система уплотнения нагнетателя. С этой целью к торцевому уплотнению, совмещенному с опорным вкладышем подшипника нагнетателя, подается масло с давлением на 1,0-1,5 кг/см больше давления газа в нагнетателе. Для поддержания постоянной разности давления между маслом и газом применен регулятор перепада давления (РПД). Защита по перепаду давления "масло-газ" осуществляется с помощью дифференциального реле давления типа РДД-1М, осуществляющего электрическую блокировку и автоматическое переключение с рабочего винтового масляного насоса уплотнения (ВМНУ) на резервный при снижении перепада давления, а также остановку агрегата с отключением нагнетателя от газопровода при полном исчезновении перепада.

Таким образом, при проверке защиты по перепаду "масло-газ" проверяют резервирование насосов (т.е. включение резервного насоса при отключении работающего ВМНУ). При отключении электродвигателей обоих ВМНУ, после установленной выдержки времени, должна срабатывать защита по уменьшению перепада давления в уплотнении. При этом должен закрыться кран № 4 и включиться сигнал на ГЩУ "Аварийный перепад "масло-газ". При проверке работы РПД следят, чтобы давление масла все время было выше давления газа на 1,0-1,5 кг/см. Необходимо проверить также, что при выключенном ВМНУ кран № 4 нельзя открыть ключом управления. Сигнал об открытии крана № 4 включает защиту по перепаду.

При проверке защиты и сигнализации ГПА необходимо произвести опрессовку масляной системы уплотнения нагнетателя. Предохранительный клапан в клапанной коробке ВМНУ ограничивает максимально допустимое давление на уровне 8,0 МПа при максимальном рабочем давлении насоса 6,4 МПа. При максимальном рабочем давлении ВМНУ 7,5 МПа, предохранительный клапан настраивают на максимальное давление 8,8 МПа.

Кроме этого, необходимо проверить защиту по низкому давлению уровня масла в аккумуляторе, системы уплотнения "масло-газ", а также работу кранов обвязки нагнетателя. Убедиться, что при перепаде давления на кране № 1 больше 0,2-0,3 МПа краны № 1 и 2 нельзя открыть ключом управления.

Защита от превышения температуры газа.

Эта защита является одной из основных систем защит газовой турбины.

При нормальных условиях эксплуатации температура газа обычно поддерживается регулированием расхода топлива. Однако при неисправностях в системе регулирования, помпажах осевого компрессора или нагнетателя количество подаваемого топлива, а значит, и температура газа могут превысить установленные нормы. Это может привести к выгоранию лопаток проточной части, разрушению лопаточного аппарата и другим тяжелым последствиям. В начале система защиты от превышения температуры газа включает предупредительный звуковой и световой сигнал, что указывает на необходимость разгрузки турбины, предотвращая тем самым ее отключение. Если же температура газа будет продолжать повышаться, то система защиты останавливает агрегат. Система защиты спроектирована таким образом, что является независимой от системы регулирования температуры газа. Температуру газов измеряют термопарами, устанавливаемыми за ТНД или перед ТВД.

В качестве вторичных приборов в цепи защиты по температуре газа используют потенциометр КСП и автомат температурной защиты АТЗ.

Защита по превышению частоты вращения роторов ТВД, ТНД и турбодетандера.

Система защиты от превышения частоты вращения предназначена для защиты газовой турбины от возможных повреждений, вызываемых превышением максимальной частоты вращения валов ТНД, ТВД и турбодетандера. При повышении частоты вращения может произойти отрыв лопаток, разрушение замков и дисков, могут появиться осевые сдвиги и разрушения подшипников, корпусных деталей ГТУ и т.д.

Чтобы предотвратить превышение частоты вращения роторов ГТУ свыше допустимых значений, применяют разного рода автоматы безопасности. Легко разгоняемый ротор ТНД имеет два автомата безопасности: центробежный (механический, бойкового типа) и гидродинамический. Бойковый автомат имеет и ротор турбодетандера. Защита от превышения частоты вращения ротора ТВД осуществляется по давлению масла за главным масляным насосом.

Защита по температуре подшипников.

Система защиты по температуре подшипников выдает предупреждающий и аварийный сигналы при возрастании температуры выше допустимой, что может привести к разрушению подшипников, выплавлению баббита вкладышей, осевым сдвигам, повышенной вибрации и т.п.

Защита по температуре подшипников осуществляется с помощью малогабаритных платиновых термометров сопротивления (ТСР), установленных во вкладышах опорных подшипников и колодках упорных подшипников. Термометры сопротивления подключены к электронному мосту, который осуществляет измерение и регистрацию температуры подшипников, а также выдает предупреждающий (при 75 °С) и аварийный (при 80 °С) сигналы на ГЩУ.

Заключение

Газоперекачивающий агрегат - сложная энергетическая установка, предназначенная для компремирования природного газа, поступающего на КС по магистральному газопроводу. Каждый ГПА снабжен системой регулирования основных параметров агрегата, системами

агрегатной автоматики, автоматического пожаротушения, обнаружения загазованности помещения и др. От надежной работы ГПА зависит производительность компрессорной станции, что является основным критерием для перекачки газа потребителю, поэтому так важно следить за вспомогательным оборудованием газоперекачивающих агрегатов, а также за системами охлаждения, КИП, автоматики и системами защиты ГПА.

Практическое занятие № 34. «Изучение конструкции ПГПА».

Газоперекачивающий агрегат - сложная энергетическая установка, предназначенная для компремирования природного газа, поступающего на КС по магистральному газопроводу.

На рис. 2.25 приведена принципиальная схема ГПА с газотурбинным приводом, где показаны все основные узлы, входящие в агрегат:

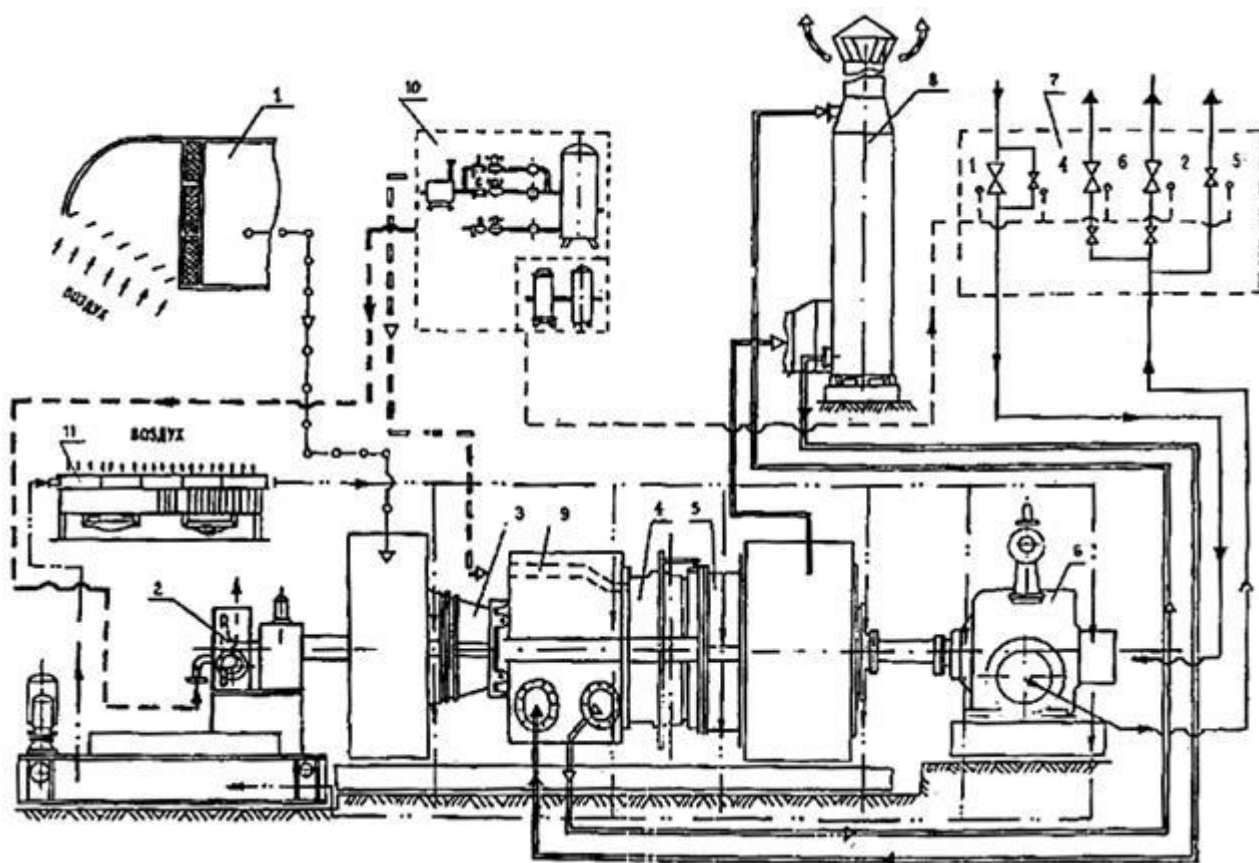


Рис. 1. Принципиальная схема компоновки ГПА:

—•—•— воздух до осевого компрессора; —■—■— воздух до рекуператора; —▬—▬— воздух после рекуператора; - выхлопные газы; - - - - - пусковой газ; ▬▬▬▬▬ топливный газ; - - - - - импульсный газ; — — — — — технологический газ; — • — • — масло.

1. Воздухозаборная камера (ВЗК) нужна для подготовки циклового воздуха, поступающего из атмосферы на вход осевого компрессора. На разных типах ГПА воздухозаборные камеры имеют различные конструкции, но все предназначены для очистки поступающего воздуха и понижения уровня шума в районе ВЗК.
2. Пусковое устройство (турбодетандер, воздушный или электрический стартер) необходимо для первоначального раскручивания осевого компрессора (ОК) и турбины высокого давления (ТВД) в момент пуска ГПА.
3. Осевой компрессор предназначен для подачи необходимого количества воздуха в камеру сгорания газотурбинной установки.
4. Турбина высокого давления служит приводом осевого компрессора и находится с ним на одном валу.
5. Турбина низкого давления (ТНД) служит для привода центробежного нагнетателя.
6. Нагнетатель природного газа представляет собой центробежный газовый компрессор без наличия промежуточного охлаждения и предназначен для компремирования природного газа.
7. Краны обвязки ГПА.
8. Регенератор (воздухоподогреватель) представляет собой теплообменный аппарат для повышения температуры воздуха, поступающего после ОК в камеру сгорания (КС), и тем самым снижения расхода топливного газа по агрегату.
9. Камера сгорания предназначена для сжигания топливного газа в потоке воздуха и получения продуктов сгорания с расчетными параметрами (давление, температура) на входе в ТВД.
10. Блок подготовки пускового и топливного газа представляет собой комплекс устройств, при помощи которых часть газа, отбираемого из магистрального газопровода, очищается от механических примесей и влаги, доводится до необходимых параметров, обусловленных требованиями эксплуатации газоперекачивающих агрегатов.
11. Аппараты воздушного охлаждения масла предназначены для охлаждения смазочного масла после подшипников турбин и нагнетателя.

Кроме того, каждый ГПА снабжен системой регулирования основных параметров агрегата, системами агрегатной автоматики, автоматического пожаротушения, обнаружения загазованности помещения и др.

Рассмотрим компоновку и общий вид газоперекачивающего агрегата на примере ГПА-Ц-16 (Рис. 1.15). Агрегат ГПА-Ц-16 предназначен для транспортирования природного газа по магистральным газопроводам при рабочем давлении 5,5 - 7,5 МПа.

Газоперекачивающий агрегат полностью автоматизирован, устанавливается в индивидуальном контейнере и может эксплуатироваться при температуре окружающего воздуха от -55 до + 45 градусов Цельсия.

Агрегат состоит из отдельных функционально завершенных блоков и сборочных единиц полной заводской готовности, стыкуемых между собой на месте эксплуатации (Рис. 1.16).

В состав ГПА входят:

- турбоблок с газотурбинным двигателем НК-16СТ и центробежным нагнетателем НЦ-16;
- воздухоочистительное устройство (ВОУ);
- шумоглушитель всасывающего тракта;
- всасывающая камера;
- промежуточный блок;
- блок вентиляции;
- два блока маслоохладителей;
- выхлопной диффузор;
- выхлопная шахта;
- шумоглушители выхлопного тракта;
- блок автоматики;
- блок маслоагрегатов;
- блок фильтров топливного газа;
- система подогрева циклового воздуха;
- система пожаротушения; система обогрева контейнера.

Турбоблок включает в себя следующие сборочные единицы: контейнер; приводной двигатель НК-16СТ, установленный на подмоторной раме; выхлопную улитку; переходник; нагнетатель и муфту, передающую вращение от свободной турбины двигателя к нагнетателю. Кроме того, в турбоблоке размещены отдельные сборочные единицы маслосистемы, системы обогрева, автоматического пожаротушения, обогрева циклового воздуха и автоматического управления агрегатом.

Контейнер при помощи герметичной перегородки разделен на два изолированных помещения: отсек двигателя и отсек нагнетателя. Отсеки представляют собой сварные каркасы из профильного проката с закрепленными на них панелями. В отсеках имеются двери и расположены кронштейны для крепления навесного оборудования.

Для проведения ремонтных и регламентных работ в отсеке нагнетателя установлен ручной передвижной кран грузоподъемностью 5 тонн и ручная таль грузоподъемностью 1 тонна.

Улитка предназначена для плавного торможения и поворота на 90° потока выхлопных газов приводного двигателя с последующим выбросом их через выхлопное устройство в атмосферу.

Муфта предназначена для передачи крутящего момента от силовой турбины двигателя к нагнетателю. Состоит из четырех основных частей: упругой муфты со стороны ротора силовой турбины; промежуточного вала; зубчатой муфты со стороны ротора нагнетателя; кожуха муфты. Конструкция муфты позволяет компенсировать радиальные и осевые смещения, возникающие от тепловых расширений роторов и от неточности центровки при монтаже, а также гасить возможные резонансные колебания, возникающие в процессе работы агрегата.

Воздухоочистительное устройство предназначено для очистки от пыли и других механических включений циклового воздуха, поступающего из атмосферы в компрессор двигателя. Воздухоочистительное устройство (ВОУ) рассчитано на совместную работу с системой подогрева циклового воздуха, работающей по принципу подмешивания горячих выхлопных газов к всасываемому атмосферному воздуху на входе ВОУ.

ВОУ состоит из камеры, фильтрующих элементов, короба отсоса пыли, вентиляторов отсоса пыли, патрубков, настила, байпасных клапанов и решеток для подогрева циклового воздуха.

Очистка воздуха производится в инерционно-жалюзийных сепараторах. Запыленный атмосферный воздух засасывается в фильтрующие элементы через прямоугольные окна в стенках камеры ВОУ. За счет резкого поворота потока в фильтрующих элементах происходит сепарационное разделение воздушного потока. Поток очищенного воздуха, изменив направление в вертикальных листах фильтрующих элементов, поступает через шумоглушители в осевой компрессор двигателя.

На задней стенке камеры ВОУ размещены два байпасных клапана (БК) и герметично закрывающаяся дверь.

Открываются клапаны автоматически при достижении разрежения в камере ВОУ 800 Па. При снижении разрежения до 500 Па клапаны закрываются.

Камера всасывания служит для направления очищенного в ВОУ атмосферного воздуха к осевому компрессору двигателя. Всасывающая камера состоит из двух основных частей: камеры и рамы, собираемых при монтаже.

Камера представляет собой цельносварной каркас, выполненный из профильного проката. В проемы каркаса камеры установлен шумоглушитель, представляющий собой специальные щиты, заполненные теплоизоляционными звукопоглощающими матами из супертонкого базальтового волокна. Внутренняя сторона щитов обшита перфорированным стальным листом.

В центральных проемах задней и передней стенок установлены ворота, которые служат для закатки и выкатки двигателя при его замене.

На внутренних воротах камеры закреплена лемниската, обеспечивающая направленный поток воздуха к двигателю.

Рама представляет собой цельносварную конструкцию прямоугольной формы, на которую при монтаже устанавливается камера.

Промежуточный блок предназначен для формирования равномерного потока воздуха непосредственно перед входным направляющим аппаратом осевого компрессора двигателя.

Выхлопное устройство с шумоглушением служит для выброса выхлопных газов и снижения шума выхлопа двигателя.

Устройство состоит из диффузора, проставки и шумоглушителя. Выхлопное устройство поддерживается опорой.

Диффузор предназначен для плавного снижения скорости выхлопных газов и представляет собой цельносварную конструкцию, состоящую из каркаса, внутренние проемы которого заполнены звукопоглощающим материалом.

Проставка представляет собой сварную конструкцию и служит для отбора выхлопных газов, идущих на обогрев всасывающего тракта.

Блок маслоохладителей предназначен для охлаждения масла, циркулирующего в системах смазки и уплотнения агрегата.

Блок маслоохладителей работает следующим образом: атмосферный воздух вентиляторами блока засасывается и продувается через теплообменные секции, отбирая тепло с поверхности оребрения труб, а затем поступает во внутрь контейнера и через жалюзи выбрасывается в атмосферу. Открытие жалюзи происходит за счет наличия избыточного давления (поддува) в объеме контейнера блока маслоохладителей, создаваемого вентиляторами. Поддержание требуемой температуры масла происходит автоматически при помощи регуляторов температуры и за счет включения по очереди вентиляторов.

Блок вентиляции предназначен для размещения оборудования, обеспечивающего вентиляцию отсека двигателя и просос атмосферного воздуха через маслоохладители при отсутствии электроэнергии.

В нормальном режиме работы блока вентиляции воздух из атмосферы засасывается осевыми вентиляторами, проходит через маслоохладители и через жалюзи в блоках вентиляции и маслоохладителей выбрасывается наружу. Жалюзи открыты под воздействием избыточного давления внутри блоков. Заслонки в этом случае закрыты и отсекают блок вентиляции от всасывающего тракта двигателя. Центробежный вентилятор забирает очищенный после ВОУ воздух из шумоглушителя и подает его в отсек двигателя.

В аварийном режиме работы заслонки поворачиваются на 90° и блок вентиляции соединяется со всасывающим трактом двигателя. Воздух из атмосферы за счет разрежения, создаваемого двигателем в блоках вентиляции и маслоохладителей, просасывается через вентиляторные отверстия, через аппараты воздушного охлаждения масла и затем через открытые заслонки в блоке вентиляции поступает на вход в двигатель. Жалюзи в блоках маслоохладителей и вентиляции при этом закрыты.

Блок маслоагрегатов предназначен для размещения маслоагрегатов и арматуры маслосистемы, что позволяет производить их обслуживание при работе ГПА.

Блок автоматики служит для размещения приборных щитов и другого оборудования систем автоматического управления ГПА.

Блок фильтров топливного газа предназначен для очистки газа от возможных загрязнений в трубопроводах между станционным блоком подготовки топливного и пускового газа и входа в камеру сгорания двигателя. В блоке установлено два фильтра, обвязка которых позволяет включать в работу фильтры поочередно или оба одновременно.

Блок пожаротушения служит для размещения установки автоматического газового пожаротушения, вытяжного вентилятора, арматуры и других устройств. Подача огнегасящего вещества производится через штуцера в боковых стенках отсека.

Автоматическая система пожаротушения обеспечивает противопожарную защиту отсеков двигателя и нагнетателя за счет своевременного обнаружения очага возгорания и последующего подавления его путем автоматической подачи огнегасящего вещества - хладона 114B2.

Полный заряд хладона составляет 480 кг, при этом рабочий и резервный заряды - по 240 кг. Давление хладона в баллонах при температуре 25°C составляет 12,5 МПа.

Для обнаружения пожара и выдачи команды в систему управления в отсеках двигателя и нагнетателя установлены соответствующие датчики.

Система обогрева предназначена для разогрева агрегата в холодное время года перед пуском и для обеспечения нормальных климатических условий при работе приборов и оборудования, установленных в отсеках контейнера. Обогрев осуществляется горячим воздухом, отбираемым от работающего двигателя за компрессором высокого давления (температура 280°C).

Система подогрева циклового воздуха предназначена для предотвращения обледенения всасывающего тракта двигателя в диапазоне температур атмосферного воздуха от +7 до -10 °C. Подогрев циклового воздуха осуществляется подачей на вход воздухоочистительного устройства горячих газов из выхлопной шахты агрегата.

Практическое занятие № 35. «Изучение схем и оборудования вспомогательных систем ГПА».

Электроснабжение ГПА.

К потребителям электроэнергии ГПА относятся смазочные маслонасосы, пусковые насосы, вентиляторы отсоса и наддува, валоповоротное устройство, АВО масла и газа, аварийная вентиляция, нагрузки КИПиА, освещение и др.

Потребители ГПА по степени надежности электроснабжения разделяются на потребителей 1-й категории, 2-й категории и потребителей 3-й категории.

К потребителям 1-й категории, допускающим перерыв в электроснабжении только на время действия автоматики, относятся смазочные маслонасосы и насосы уплотнения, АВО масла, АВО воды, цепи КИПиА, аварийная вентиляция и аварийное освещение.

К потребителям 2-й категории, допускающим перерыв на время действия оперативного персонала, относятся АВО газа, освещение цеха.

К потребителям 3-й категории, допускающим перерыв до суток, можно отнести приточно-вытяжную вентиляцию, электрообогрев, освещение вспомогательных помещений, станочный парк и т.п.

Потребители 1-й категории запитываются по радиальным, кольцевым или смешанным схемам от обеих секций шин 0,4 кВ главного щита.

Потребители 2-й категории запитываются по радиальным схемам одной или двумя линиями от АЩСУ или главного щита 0,4 кВ.

Потребители 3-й категории запитываются одиночными линиями от АЩСУ или от главного щита 0,4 кВ.

Самая простая и надежная схема электроснабжения ГПА - радиальная уплотнения. По этой схеме на каждый ГПА приходит 2 линии от обеих секций 0,4 кВ.

Менее ответственные потребители - освещение, вентиляция - запитаны от одной из секций 0,4 кВ.

Широко применяется и кольцевая схема электроснабжения ГПА. По этой схеме кабели 0,4 кВ прокладываются к крайним ГПА, а между ними выполняются перемычки. Недостатки данной схемы - меньшая надежность, чем радиальной схемы.

Водоснабжение и канализация КС.

Водоснабжение КС осуществляется от артезианских скважин, пробуренных на расстоянии 300-400 метров от забора промплощадки КС. Глубина скважин обычно 70-150 метров. Скважины оборудуются насосами типа ЭЦВ или их аналогами производительностью 6-40 м³/сут. в зависимости от дебита скважины. Как правило, пробуривается не менее 2 скважин: одна рабочая, другая - резервная. Часть КС получает воду от городских сетей. Вода, получаемая из артезианских скважин, в целом соответствует ГОСТ 2874-82 "Вода питьевая" за исключением повышенного содержания железа и некоторых других компонентов. Для нейтрализации железа, нитратов, органики и т.д. на КС монтируются установки подготовки воды типа "Деферрит" или "Струя". Из артезианских скважин вода по напорному трубопроводу подается в хозяйственные противопожарные емкости. Объем емкостей определяется проектом и составляет от 250 до 500 м³. Рядом с емкостями строят насосную 2-го подъема, блочную типа АНПУ-25 или стационарную из кирпича (железобетона). В насосной монтируют хозяйственно-питьевые насосы и пожарные насосы. Хозяйственно-питьевые насосы работают круглосуточно, обеспечивая рабочее давление в трубопроводах в пределах 0,15-0,3 МПа, пожарные насосы включаются при пожаре для повышения давления в сети до 0,6-0,8 МПа и тушения пожара от гидрантов.

Промплощадка КС оборудуется подземным кольцевым хозяйственным противопожарным стальным водопроводом Ду = 100 200 мм. Кольцевой водопровод делится задвижками на несколько участков для возможности ремонта без отключения всего водопровода.

Типовая схема водоснабжения приведена на рис. 1, где 1 - артезианские скважины; 2 - напорный трубопровод; 3 - хозяйственно-противопожарные емкости; 4 - хозяйственные питьевые насосы; 5 - пожарные насосы; 6 - установка подготовки воды с обеззараживающей установкой; 7 - задвижки; 8 - кольцевой водопровод.

Рис. 1. Типовая схема водоснабжения КС

Канализация хозяйственных фекальных вод промплощадки КС выполняется из чугунных труб Ду = 100 200 мм на глубине 1,2 м от поверхности земли. Канализация самотечная. Хозяйственные фекальные воды самотеком поступают в приемный резервуар канализационной насосной и оттуда насосами перекачиваются на очистные сооружения типа БИО или иные типы. Очистка сточных вод осуществляется с помощью воздуха,

подаваемого высоконапорным компрессором в массу воды. Кислород воздуха окисляет и переводит органические загрязнения в минеральные с образованием CO и HO , одновременно обеспечивая синтез запасных органических веществ и образование новых клеток активного ила. В результате синтеза увеличивается биомасса ила и число микроорганизмов. Доза ила по массе служит ориентировочным показателем того, сколько в иловой смеси потребителей (микроорганизмов) загрязнений. А уже то, что не смогли переработать организмы активного ила, а также песок и соли металлов выпадают в осадок. Степень очистки сточных вод определяется органами Госкомприроды и должна соответствовать разрешенному нормативу предельно допустимого сброса (ПДС). ПДС - это расчетная величина для каждого региона и каждого водоема, куда осуществляется сброс очищенных стоков.

Типовая схема очистных сооружений типа БИО-50 приведена на рис. 2, где 1- решетка, для улавливания крупных отбросов; 2- песколовка, для улавливания песка и мелких неорганических примесей; 3 - первичный отстойник; 4 - аэротенк; 5 - вторичный отстойник; 6 - компрессорная с воздуходувками типа 2АФ49-53; 7 - песчаный фильтр; 8 - установка хлорирования капельного типа "ЛОНИИ"; 9 - контактный колодец, где происходит непосредственное хлорирование.

Рис. 2. Типовая схема канализационных очистных сооружений типа БИО-50

Сточные воды, освобожденные от крупных плавающих загрязнений на решетках, поступают на песколовки, которые освобождают сточные воды от песка и частиц размером 0,25-1 мм.

Далее стоки поступают в первичный отстойник, наиболее простой и часто применяемый на практике способ удаления из сточных вод грубодисперсных примесей, которые оседают на дно отстойника или всплывают на поверхность. Основной процесс биологической очистки происходит в аэротенке. Процесс очистки представляет собой непосредственный контакт органических загрязнений с оптимальным количеством организмов активного ила в присутствии соответствующего количества растворенного кислорода в течение необходимого периода времени. Вторичный отстойник применяется для отделения активного ила от биологически очищенной сточной воды.

Установка хлорирования производит обеззараживание очищенной сточной воды.

В настоящее время в П "Мострансгаз" началась замена морально и физически устаревших очистных сооружений типа БИО на очистные сооружения типа ККВ, которые обеспечивают большую степень очистки по БПК-5, фосфору, нитратам.

Теплоснабжение КС.

Теплоснабжение помещений КС осуществляется от собственных стационарных (блочных) котельных, оборудованных водогрейными стальными (чугунными) котлами на газе типов НР-18, "Братск", КВА, ТВГ и т.д. мощностью 0,8-8 МВт. Мощность и количество котлов определяются проектом с учетом покрытия тепловых нагрузок в самые сильные морозы и с учетом резервирования. Как правило, это 3-4 котла на промплощадку. Котельные полностью автоматизированы, не имеют постоянного закрепленного персонала и обслуживаются сменным персоналом КС. Компрессорные станции, имеющие постоянно работающие газотурбинные агрегаты, обеспечиваются теплом от утилизаторов ГПА. Утилизатор представляет собой блок из пучка стальных оребренных труб, устанавливаемых в выхлопную шахту ГПА.

Для обеспечения длительной и безаварийной работы котлов и утилизаторов на промплощадке КС устанавливают блоки химводоподготовки (ХВО) или умягчения воды. Это, как правило, система натрий-катионитовых фильтров (1-3 шт.) диаметром Ду = 7001000 мм, загруженных сульфуголем или ионообменными смолами. Регенерация фильтров осуществляется с помощью поваренной соли. Мощность ХВО определяется емкостью теплосети и составляет 10-100 м /сутки. Теплотрасса промплощадки КС бывает подземной или надземной. Выполняется из стальной водогазопроводной трубы Ду = 50200 мм. В последнее время для увеличения срока службы теплотрассы чаще выполняют надземными.

Типовая схема теплоснабжения КС представлена на рис. 3, где 1 - утилизационный теплообменник; 2 - теплообменный модуль; 3 - блок-шибер; 4 - циркуляционный насос; 5 - подпиточный насос; 6 - обратный клапан; 7 - бак-аккумулятор (деаэратор); 8 - насос перекачивающий; 9 - подогреватель обратной воды; 10 - водоподогреватель; 11 - химводоочистка (Na - катионитовая); 12 - обратный клапан; 13 - циркуляционный насос системы ГВС; 14 - обезжелезивающий фильтр; 15 - водяной насос.

Рис. 3. Принципиальная тепловая схема теплоснабжения газотурбинных КС

Условные обозначения:

- *выхлопные газы;*
- *сетевая вода;*
- *сырая вода;*
- *умягченная и деаэрированная вода;*
- *контур горячего водоснабжения.*

2. Системы КИП и автоматики

газоперекачивающий агрегат защита контроль

Комплекс средств контроля и автоматики компрессорного цеха -основная часть общестанционной автоматики, предназначенная для оперативного управления, защиты и контроля за работой оборудования компрессорного цеха и его объектов. В составе комплекса средств контроля и автоматики компрессорного цеха предусматривают щит централизованного контроля и управления технологическим оборудованием цеха.

Комплекс средств контроля и автоматики компрессорного цеха содержит следующие основные системы:

- централизованного контроля и управления ГПА (СЦКУ); в компрессорных цехах, не оснащенных СЦКУ, в помещении цеховых щитов управления должны быть установлены агрегатные панели:
- управления цеховыми кранами;
- управления цеховыми объектами и вспомогательным оборудованием цеха;

- защиты цеха от загазованности;
- защиты цеха от пожара.

Система централизованного контроля и управления предназначена для управления, предупредительной сигнализации и защиты ГПА, а также для измерения параметров работы ГПА. Она должна осуществлять следующие функции:

- автоматический пуск агрегата, а также дистанционное управление режимом работы агрегата;
- нормальную и аварийную остановки ГПА по команде оператора и при срабатывании защит;
- световую и звуковую сигнализацию отклонения параметров от нормы (предупредительная сигнализация);
- сигнализацию срабатывания защит (аварийная сигнализация);
- сигнализацию состояния оборудования (технологическая сигнализация);
- непрерывные измерения - давления газа на входе и выходе нагнетателя, температуры продуктов сгорания перед ТВД (или в тракте ГТУ в зависимости от типа агрегата), частоту вращения валов ГТУ, перепада давления "масло-газ";
- измерительный контроль по вызову и периодическую цифровую регистрацию технологических параметров - температуры масла до и после маслоохладителей, температуры подшипников, вибрации подшипников, перепада давления "масло-газ", давления масла смазки, температуры продуктов сгорания в тракте ГТУ, температуры воздуха перед осевым компрессором, давления воздуха после осевого компрессора, давления масла в системе регулирования, давления топливного и пускового газа.

Температура продуктов сгорания в тракте ГТУ и перепад давления "масло-газ" в системе уплотнения нагнетателя должны иметь непрерывную регистрацию.

Система управления цеховыми кранами должна обеспечивать дистанционное управление кранами узла врезки цеха и охранными кранами и их автоматическую перестановку при аварийной остановке цеха от ключа "Стоп станции". Система управления цеховыми объектами и вспомогательным оборудованием цеха должна обеспечивать управление и контроль за состоянием объектов с помощью локальных систем автоматизации.

Автоматика градирни и циркуляционной насосной должна обеспечивать постоянство уровня воды в бассейне градирни путем автоматической его подпитки; автоматическое включение установок для обработки воды (подкислительной, магнитной и др.); автоматическое включение резервного насоса при аварийном отключении работающего; автоматический пуск работающих насосов и вентиляторов после кратковременного перерыва в электроснабжении.

Таблица 1. Характеристики измерительных приборов для оценки состояния ГПА

Измеряемый параметр	Прибор, предел измерения	Класс точности (погрешность измерения)
Температура наружного воздуха, воздуха на выходе ОК, газа на входе и выходе нагнетателя, газа перед диафрагмой замерного узла технологического газа	Термометр лабораторный типа ТЛ-4, ГОСТ 215-73	$\pm 0,1 + 0,2$ С
Давление газа на входе нагнетателя, перед диафрагмой замерного узла	Манометр, образцовый 0.....60 кгс/см	кл. 0,4
Давление газа на выходе нагнетателя	Манометр, образцовый 0.....100 кгс/см	кл. 0,4
Давление воздуха за ОК	Манометр, образцовый 0.....16 кгс/см	кл. 0,4
Давление газа на выходе нагнетателя	Манометр, образцовый 0+..16 кгс/см	кл. 0,4
Частота вращения роторов ГТУ	Частотомер	кл. 0,4 ± 10 с

3. Системы охлаждения ГПА

Агрегат состоит из функционально завершенных транспортабельных блоков полной заводской готовности, стыкуемых на компрессорной станции (рис.4 и рис.5).

Компоновка ГПА “Волга”: 1 - воздуховод противообледенительной системы (ПОС), 2 - блок очистки воздуха, 3 - установка маслоохладителей, 4 - блок электроснабжения, 5 - блок промежуточный, 6 - блок двигателя, 7 - блок топливного газа и пускового воздуха, 8 - опора, 9 - трубопровод нагнетательный, 10 - блок кранов нагнетания, 11 - блок компрессора (нагнетателя НЦ-16), 12 - блок диффузора выхлопа, 13 - блок кранов всасывания, 14 - трубопровод всасывающий, 15 - опора, 16 - теплообменник утилизационный, 17- блок поворота, 18- блок переходника, 19- труба выхлопная с опорой, 20- блок шумоглушения выхлопа, 21- блок подготовки воздуха, 22- площадки обслуживания, 23- блок системы промывки газовоздушного тракта (ГВТ), 24- блок вентиляции, 25 - блок глушения шума на всасывании, 26 - ресивер (сепаратор), 27 - блок автоматики агрегата, 28 - блок системы обеспечения (СО), 29 - блок всасывания, 30- навес, 31- блок переходный.

Установка маслоохладителей.

Установка маслоохладителей (рис.4 поз.3) предназначена для охлаждения масла в системе смазки двигателя, а также для разогрева его в предпусковой период.

Управление маслоохладителями осуществляется дистанционно с электрощитов, установленных в блоке систем обеспечения. Маслоохладители и электрощиты соединены между собой кабельной проводкой.

Маслоохладители установлены на рамах, которые представляют собой цельносварную конструкцию из стального профильного и листового проката.

4. Системы защиты ГПА

Проверка защиты и сигнализации ГПА.

Защита газотурбинного агрегата и нагнетателя от недопустимых режимов работы является одной из основных функций системы автоматического регулирования ГПА. Система защиты, обеспечивая защиту ГПА во время пуска и остановки, также автоматически выполняет операции, необходимые для восстановления нормального режима в процессе работы. При аварийном режиме она останавливает агрегат и подает аварийный сигнал обслуживающему персоналу. Защитные устройства предотвращают повреждение агрегата и обеспечивают безопасность обслуживающего персонала при возникновении аварийных состояний. Все системы защиты действуют независимо от системы управления с тем, чтобы при возникновении неисправности в системах управления, системы защиты не вышли бы из строя. Во всех случаях быстрое отключение турбины и остановка агрегата при возникновении опасного состояния осуществляется прекращением подачи топливного газа к камере сгорания стопорным клапаном и открытием клапанов для выпуска воздуха из компрессора. Противопомпажная защита воздушного компрессора осуществляется сбросными клапанами, частично сбрасывающими воздух из компрессора.

Система защиты ГТУ предохраняет агрегат в случае отклонения показателей за допустимые пределы: давления масла смазки, осевого сдвига роторов, температуры подшипников, перепада "масло-газ", температуры продуктов сгорания, давления топливного газа, частоты вращения роторов, вибрации подшипников, а также в случаях погасания факела в камере сгорания, нарушения заданной последовательности пусковых операций, задержке агрегата в зоне запрещенной частоты вращения, помпаже нагнетателей.

Кроме агрегатных систем автоматического управления и защиты ГТУ, существует комплекс средств контроля и автоматики компрессорного цеха, осуществляющий оперативное управление, защиту и контроль за работой оборудования цеха и объектов КС. В этот комплекс входят такие общестанционные системы защиты:

- защита цеха или укрытия ГПА от загазованности (высокой концентрации газа);
- защита цеха или укрытия ГПА от пожара;
- защита компрессорной станции при аварийных ситуациях (аварийная остановка компрессорной станции ключом КАО);
- защита по давлению на выходе компрессорной станции;

- защита по высокой температуре газа на выходе компрессорной станции;
- защита по высокому уровню жидкости в пылеуловителях, сепараторах и др.

При срабатывании защитного устройства, которое может быть электрическим, гидравлическим или пневматическим, и появлении защитного сигнала, осуществляется экстренная остановка агрегата. Так, применительно к агрегатам типа ГТК-10, экстренную остановку осуществляют органы предельной защиты, которые включают стопорный клапан, два электромагнитных клапана, подключенные к электрической системе защиты, два бойковых автомата безопасности, срабатывающих при достижении предельно допустимых частот вращения валов турбодетандера и турбин низкого давления или от ручного воздействия на кнопку управления. При аварийной ситуации одним из перечисленных устройств из линии предельной защиты выпускается воздух, давление снижается и стопорный клапан перекрывает подачу топливного газа к камере сгорания. Одновременно закрывается и регулирующий клапан. Открываются полностью выпускные воздушные клапаны (ВВК) осевого компрессора и в результате турбина быстро останавливается.

Наладка защит ГТУ и нагнетателя проводится в три этапа: перед пуском на остановленной турбине, при пуске, работе без нагрузки и с нагрузкой.

Приведем краткое описание основных систем защиты применительно к агрегату ГТК-10-4.

Защита по давлению масла смазки.

Эта защита останавливает агрегат при падении давления масла в смазочных системах турбины и нагнетателя ниже установленных величин ($< 0,2 \text{ кг/см}^2$). Низкое давление масла смазки может нарушить условия смазки и вызвать разрушение подшипников ГПА. Поэтому необходимо проверить включение защиты по маслу. Измерение давления производится электроконтактными манометрами (ЭКМ). При падении давления смазки подшипников стрелка манометра замыкает контакты, выдавая через реле на главный щит управления (ГЩУ) сигнал "Аварийное давление масла". Одновременно с аварийным сигналом должен включаться резервный масляный насос (РМН), обеспечивая давление в смазочной системе не менее $0,4 \text{ кг/см}^2$.

Защита по осевому сдвигу роторов.

Эта защита срабатывает, останавливая агрегат, при увеличении давления масла в системе защиты по осевому сдвигу выше установленных величин. При осевом сдвиге возможно задевание вращающихся деталей агрегата за неподвижные и разрушение отдельных узлов агрегата.

Масло (воздух) к реле осевого сдвига (РОС) турбокомпрессора, силовой турбины и нагнетателя поступает через шайбы диаметром 3 мм, а сливается через зазоры между соплами реле и упорными дисками на валах агрегата. Давление масла на ЭКМ должно составлять $1,2-1,8 \text{ кг/см}^2$ (давление воздуха при гидропневматической системе регулирования должно составлять $0,3-0,6 \text{ кг/см}^2$). Изменение давления масла, которое происходит при осевом сдвиге ротора, фиксируется электроконтактными манометрами системы защиты. Контакты на манометрах (ЭКМ) должны срабатывать при повышении давления масла до $3-3,5 \text{ кг/см}^2$ (или превышении давления по воздуху свыше 1 кг/см^2), при этом на ГЩУ подается аварийный сигнал "Авария по осевому сдвигу".

Защита по перепаду между маслом уплотнения и газом в полости нагнетателя (защита "масло-газ").

Для предотвращения протечек газа по валу из нагнетателя в машинный зал применяется система уплотнения нагнетателя. С этой целью к торцевому уплотнению, совмещенному с опорным вкладышем подшипника нагнетателя, подается масло с давлением на 1,0-1,5 кг/см больше давления газа в нагнетателе. Для поддержания постоянной разности давления между маслом и газом применен регулятор перепада давления (РПД). Защита по перепаду давления "масло-газ" осуществляется с помощью дифференциального реле давления типа РДД-1М, осуществляющего электрическую блокировку и автоматическое переключение с рабочего винтового масляного насоса уплотнения (ВМНУ) на резервный при снижении перепада давления, а также остановку агрегата с отключением нагнетателя от газопровода при полном исчезновении перепада.

Таким образом, при проверке защиты по перепаду "масло-газ" проверяют резервирование насосов (т.е. включение резервного насоса при отключении работающего ВМНУ). При отключении электродвигателей обоих ВМНУ, после установленной выдержки времени, должна срабатывать защита по уменьшению перепада давления в уплотнении. При этом должен закрыться кран № 4 и включиться сигнал на ГЩУ "Аварийный перепад "масло-газ". При проверке работы РПД следят, чтобы давление масла все время было выше давления газа на 1,0-1,5 кг/см. Необходимо проверить также, что при выключенном ВМНУ кран № 4 нельзя открыть ключом управления. Сигнал об открытии крана № 4 включает защиту по перепаду.

При проверке защиты и сигнализации ГПА необходимо произвести опрессовку масляной системы уплотнения нагнетателя. Предохранительный клапан в клапанной коробке ВМНУ ограничивает максимально допустимое давление на уровне 8,0 МПа при максимальном рабочем давлении насоса 6,4 МПа. При максимальном рабочем давлении ВМНУ 7,5 МПа, предохранительный клапан настраивают на максимальное давление 8,8 МПа.

Кроме этого, необходимо проверить защиту по низкому давлению уровня масла в аккумуляторе, системы уплотнения "масло-газ", а также работу кранов обвязки нагнетателя. Убедиться, что при перепаде давления на кране № 1 больше 0,2-0,3 МПа краны № 1 и 2 нельзя открыть ключом управления.

Защита от превышения температуры газа.

Эта защита является одной из основных систем защит газовой турбины.

При нормальных условиях эксплуатации температура газа обычно поддерживается регулированием расхода топлива. Однако при неисправностях в системе регулирования, помпажах осевого компрессора или нагнетателя количество подаваемого топлива, а значит, и температура газа могут превысить установленные нормы. Это может привести к выгоранию лопаток проточной части, разрушению лопаточного аппарата и другим тяжелым последствиям. В начале система защиты от превышения температуры газа включает предупредительный звуковой и световой сигнал, что указывает на необходимость разгрузки турбины, предотвращая тем самым ее отключение. Если же температура газа будет продолжать повышаться, то система защиты останавливает агрегат. Система защиты спроектирована таким образом, что является независимой от системы регулирования температуры газа. Температуру газов измеряют термопарами, устанавливаемыми за ТНД или перед ТВД.

В качестве вторичных приборов в цепи защиты по температуре газа используют потенциометр КСП и автомат температурной защиты АТЗ.

Защита по превышению частоты вращения роторов ТВД, ТНД и турбодетандера.

Система защиты от превышения частоты вращения предназначена для защиты газовой турбины от возможных повреждений, вызываемых превышением максимальной частоты вращения валов ТНД, ТВД и турбодетандера. При повышении частоты вращения может произойти отрыв лопаток, разрушение замков и дисков, могут появиться осевые сдвиги и разрушения подшипников, корпусных деталей ГТУ и т.д.

Чтобы предотвратить превышение частоты вращения роторов ГТУ свыше допустимых значений, применяют разного рода автоматы безопасности. Легко разгоняемый ротор ТНД имеет два автомата безопасности: центробежный (механический, бойкового типа) и гидродинамический. Бойковый автомат имеет и ротор турбодетандера. Защита от превышения частоты вращения ротора ТВД осуществляется по давлению масла за главным масляным насосом.

Защита по температуре подшипников.

Система защиты по температуре подшипников выдает предупреждающий и аварийный сигналы при возрастании температуры выше допустимой, что может привести к разрушению подшипников, выплавлению баббита вкладышей, осевым сдвигам, повышенной вибрации и т.п.

Защита по температуре подшипников осуществляется с помощью малогабаритных платиновых термометров сопротивления (ТСП), установленных во вкладышах опорных подшипников и колодках упорных подшипников. Термометры сопротивления подключены к электронному мосту, который осуществляет измерение и регистрацию температуры подшипников, а также выдает предупреждающий (при 75 °С) и аварийный (при 80 °С) сигналы на ГЩУ.

Заключение

Газоперекачивающий агрегат - сложная энергетическая установка, предназначенная для компримирования природного газа, поступающего на КС по магистральному газопроводу. Каждый ГПА снабжен системой регулирования основных параметров агрегата, системами агрегатной автоматики, автоматического пожаротушения, обнаружения загазованности помещения и др. От надежной работы ГПА зависит производительность компрессорной станции, что является основным критерием для перекачки газа потребителю, поэтому так важно следить за вспомогательным оборудованием газоперекачивающих агрегатов, а также за системами охлаждения, КИП, автоматики и системами защиты ГПА.

Практическое занятие № 36. «Расчет режима перекачивающей станции».

Технологический расчет магистрального нефтепровода

Цель работы: определить толщину стенки нефтепровода, сделать гидравлический расчет, подобрать насосно-силовое оборудование, определить число насосных станций, расставить их по трассе нефтепровода и сделать аналитическую проверку работы НПС.

Методика решения

1. Определение плотности при расчетной температуре

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_p(t - 20^\circ\text{C})},$$

где t – расчетная температура; β_p – коэффициент объемного расширения.

$$\rho_{20} = 830 - 839 \text{ кг/м}^3 \quad \beta_p = 0,000868 \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

$$\rho_{20} = 840 - 849 \text{ кг/м}^3 \quad \beta_p = 0,000841 \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

$$\rho_{20} = 850 - 859 \text{ кг/м}^3 \quad \beta_p = 0,000818 \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

$$\rho_{20} = 860 - 869 \text{ кг/м}^3 \quad \beta_p = 0,000868 \text{ 1/}^\circ\text{C}.$$

2. Определение вязкости при расчетной температуре

$$v_t = v_{t^*} \cdot e^{-\alpha(t-t^*)}; \quad \alpha = \frac{1}{t_1 - t_2} \ln \frac{v_2}{v_1},$$

где v^* – вязкость при любой известной температуре, например $t^* = 20^\circ\text{C}$.

3. Определение расчетной производительности

$$Q_{\text{расч}} = \frac{G}{n_p \cdot N_p \cdot 24} = Q \left[\frac{\text{м}^3}{\text{час}} \right] / 3600 = Q_c \left[\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right],$$

где N_p – число рабочих дней трубопровода в году, определяется в зависимости от диаметра D и длины L трубопровода по приложению 17;

$$Q \left[\frac{\text{м}^3}{\text{час}} \right] - \text{для выбора марки насоса};$$

$$Q_c \left[\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right] - \text{для гидравлического расчета}.$$

4. Чтобы определить N_p , необходимо знать диаметр D трубопровода; D определяется в зависимости от G , [млн. т./год] по прил. 18.

Определяется наружный диаметр – D_n . Чтобы определить внутренний диаметр $D_{вн}$, нужно рассчитать толщину стенки нефтепровода по формуле:

$$5. \quad \delta = \frac{n_1 \cdot P \cdot D_n}{2 \cdot (n_1 \cdot P + R_1)},$$

где $n_1 = 1,15$;

$$R_1 = R_{n1} \cdot \frac{m_0}{k_1 \cdot k_n}; \quad \text{для расчета принимаем } R_{n1} = 500 \text{ МПа; } m_0 = 0,9; k_1 = 1,4; k_n = 1;$$

P – внутреннее давление в трубопроводе, определяется, исходя из давления, создаваемого основными насосами и подпорным насосом, т.е. чтобы определить δ , надо найти P . Для этого по часовой производительности нужно определить марку насоса и найти напор насоса при максимальном роторе, приняв число рабочих насосов равным трем. Напор основных насосов будет $3H_{осн}$, затем нужно по $Q_{час}$ определить марку подпорного насоса и напор подпорного насоса при максимальном роторе $H_{п}$, затем найти рабочее давление в трубопроводе.

$$P_{раб} = (H_{п} + 3 \cdot H_{осн}) \cdot \rho_f \cdot g$$

После этого нужно сравнить рабочее давление с давлением, рекомендованным в приложении для Вашей производительности. Если $P_{раб}$ получается больше, чем рекомендованный интервал, то необходимо взять $H_{п}$ и $H_{осн}$ по нижнему ротору насоса и снова проверить $P_{раб}$

$$P_{раб} = (H_{п} + 3 \cdot H_{осн}) \cdot \rho_f \cdot g \leq P_{доп. макс.}$$

6. После определения $P_{раб}$ рассчитывают δ – толщину стенки нефтепровода по п. 5. Значение δ округляют до большего ближайшего значения по сортаменту и определяют внутренний диаметр нефтепровода, необходимый для гидравлического расчета.

$$D_{вн} = D_{н} - 2 \cdot \delta$$

7. Затем определяют режим течения нефти в нефтепроводе:

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D \cdot \nu_t}$$

где Q – секундный расход, м³/с; D – внутренний диаметр трубопровода, м; ν_t – кинематическая вязкость при расчетной температуре, м²/с.

8. Затем определяют граничные значения Re : Re_I и Re_{II}

$$Re_I = \frac{10 \cdot D}{e}; \quad Re_{II} = \frac{500 \cdot D}{e}$$

где e – абсолютная шероховатость трубопровода, принимается по ВНТП-2-86, $e = (0,1 \div 0,2)$ мм; D – внутренний диаметр трубопровода, мм.

Если $2320 < Re < Re_I$, то режим течения – турбулентный (зона Блазеуса). Тогда

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}; \quad m = 0,25; \quad \beta = 0,0246$$

Если $Re_I < Re < Re_{II}$, то режим течения – турбулентный (зона смешанного закона сопротивления). Тогда

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{e}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}; \quad m = 0,123; \quad \beta = 0,0302 \cdot 10^{-0,127 \frac{e}{D} - 0,627}$$

9. Определив λ - коэффициент гидравлического сопротивления, находят потери напора на трение в нефтепроводе по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_f = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

где L – длина трубопровода, м; D – внутренний диаметр нефтепровода, м; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; v – скорость течения нефти, м/с

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2},$$

где Q – расход трубопровода, м³/с.

10. Затем определяют полные потери напора в трубопроводе, м:

$$H = 1,01 \cdot h_f + \Delta z + H_x,$$

Также определяют гидравлический уклон:

$$i = \lambda \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}.$$

11. Затем определяют напор одной станции:

$$H_{стн} = k \cdot H_{осн} - h_{вн},$$

где k – число основных насосов, $k = 3$; $H_{осн}$ – напор основного насоса (определяется по Q – H характеристике насоса в приложении); $h_{вн}$ – внутристанционные потери напора, $h_{вн} = 15$ м, по ВНТП 2-86.

12. Затем определяют число станций:

$$n = \frac{1,01 \cdot L \cdot i + \Delta z + H_x - H_{стн}}{k \cdot H_{осн} - h_{вн}}.$$

Затем число станций округляют:

а) в большую сторону;

б) в меньшую сторону.

Если $n_1 > n$, то определяют действительный напор одного насоса; но сначала определяют действительно необходимый напор одной станции:

$$H_{стн}^* = \frac{1,01 \cdot L \cdot i + \Delta z + H_x - H_{стн}}{n_1};$$

$$H_{осн}^* = \frac{H_{стн}^* + h_{вн}}{k} = \frac{H_{стн}^* + 15}{3};$$

Уточнив $H_{нас}$, производят обточку рабочего колеса насоса.

$$\frac{D_1}{D} = \sqrt{\frac{H_{\text{нпс}} + b \cdot Q^2}{a}} = \sqrt{\frac{H_{\text{нпс}}(Q_1^2 - Q_2^2) + (H_1 - H_2) \cdot Q_1^2}{H_1 \cdot Q_1^2 - H_2 \cdot Q_2^2}},$$

где Q – рабочая производительность, м3/с; H1 - напор при Q1, м; H2 - напор при Q2, м; H1, Q1; H2, Q2 - любые точки, взятые с Q-H характеристики насоса.

13. После обточки рабочего колеса насоса делают расстановку по трассе, с округлением числа станций в большую сторону.

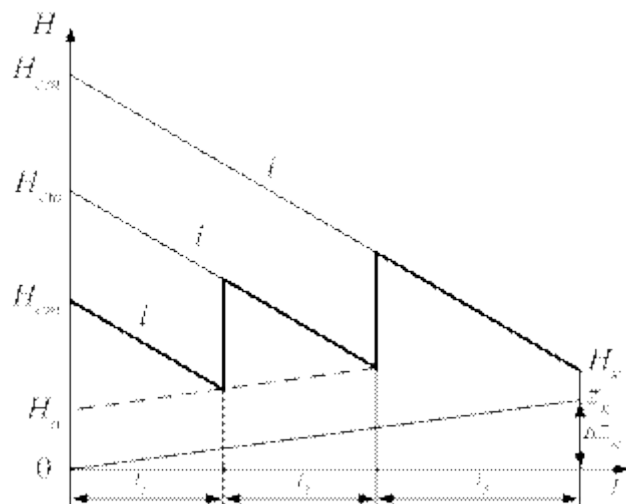


Рис. 1 Расстановка станций по трассе

Затем заполняют таблицу 1

Таблица 1

Месторасположение станций по трассе

№ НПС	км	Z	Расстояние между НПС	Отметки перегонов
			l1	Z2 - Z1
	l1	Z2		
			l2	Z3 - Z2
	l1 + l2	Z3		
			l3	Zк - Z3
КП	l1 + l2 + l3	Zк		

14. После определения местоположения насосных станций на трассе, определения длин между ними и отметок, производят аналитическую проверку режима работы всех НПС, для этого необходимо определить $[H_{доп}]$ и $[\Delta H_{доп}]$:

$$[H_{доп}] = \frac{[P_{доп}]}{\rho_1 \cdot g};$$

$$[P_{доп}] = \frac{2 \cdot \delta \cdot R_1}{\eta_1 \cdot (D_H - 2 \cdot \delta)},$$

где δ - округленная в большую сторону толщина стенки по сортаменту;

$$[\Delta H_{доп}] = |H_2| + h_{св}, \quad H_2 = \frac{P_H - P_0}{\rho_1 \cdot g} - \Delta h_{трот.к.д.н.},$$

где $P_H = 760$ мм.рт.ст.; $P_0 = 500$ мм. рт. ст.; $\Delta h_{трот. кав.}$ определяется с графика Q–H насоса, [м]; $h_{св} = 10$ (м).

Проверяют режим работы станций из условий:

$$H_{сн} \leq [H_0];$$

$$\Delta H_{сн} \geq [\Delta H_0],$$

$H_K \approx 30$ м.

$$H_{сн0} = H_K + k \cdot H_{снч} - h_{сн} \leq [H_0];$$

$$\Delta H_{сн0} = H_{сн0} - 1,01 \cdot l \cdot I_1 - \Delta z_{1-2} \geq [\Delta H_0];$$

$$H_{сн1} = \Delta H_{сн0} + k \cdot H_{снч} - h_{сн} \leq [H_0];$$

$$\Delta H_{сн1} = H_{сн1} - 1,01 \cdot l \cdot I_2 - \Delta z_{2-3} \geq [\Delta H_0];$$

$$H_{сн2} = H_K + k \cdot H_{снч} - h_{сн} \leq [H_0];$$

$$H_2 = H_{сн2} - 1,01 \cdot l \cdot I_2 - \Delta z_{2-3} \geq H_K.$$

Если проверка сошлась, следовательно, станции расставлены верно.

15. Затем строят совместный график работы нефтепровода и всех НПС и определяют графически рабочую точку системы (рис. 5.1.2).

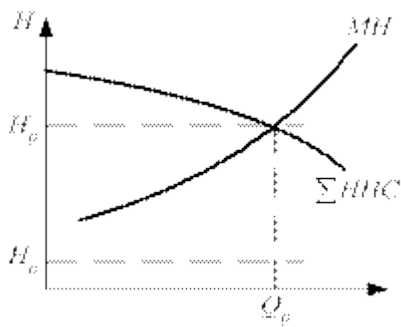


Рис. 2 Q-H характеристики всех НПС и МН

Для построения графика НПС находят для нескольких значений Q соответствующие им значения H основных насосов (после обточки), а также определяют H подпорного насоса.

Нп - откладывают один раз;

$$\sum H_{НПС} = k \cdot n \cdot H_{осч},$$

где k – число насосов на НПС; n – число НПС на трассе нефтепровода. Затем рисуют график всех НПС

После этого аналитически определяют значения потери напора для произвольно задаваемых производительностей нефтепровода (берут 3 – 4 точки) по формуле:

$$H = 1.01 \cdot \beta \cdot \frac{Q^{2-n} \cdot \nu_2^m \cdot L}{D^{5-n}} + \Delta z + H_{\lambda}$$

Затем строят график нефтепровода и определяют координаты рабочей точки Q_{раб} и H_{раб} и сравнивают их с Q_{расч} и H_{расч}, т.е. графически рабочая точка подтверждает правильность гидравлического расчета и выбора насосно-силового оборудования.

Технологический расчет МН

Сделать гидравлический расчет нефтепровода, если длина его L = 600км, производительность G = 34 млн./год. Заданы вязкость и плотность нефти: ρ₂₀ = 852 кг/м³; ν₂₀ = 48 сСт; ν₅₀ = 22 сСт.

Расчетная температура нефти t = 7 оС, минимальная температура нефти в трубопроводе.

Сделать механический расчет нефтепровода, подобрать насосно- силовое оборудование, определить число НС, расставить их по трассе с округлением в большую сторону. Сделать аналитическую проверку работы НПС и построить график Q-H работы НПС и МН.

Рассчитать режим работы трубопровода и НПС.

Решение

1. Определение плотности нефти при заданной температуре

$$\rho_1 = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_p(t - 20)} = \frac{852}{1 - 0,000818(7 - 20)} = 861,16 \text{ кг/м}^3.$$

2. Определение вязкости нефти при t_p

$$\nu_2 = \nu_{40} e^{-20(t-40)} = 48 e^{-0,025(7-40)} = 67,3 \text{ сСт},$$

$$\alpha = \frac{1}{t_1 - t_2} \ln \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{1}{50 - 20} \ln \frac{48}{22} = 0,026.$$

3. Определение расчетной производительности

$$Q_{\text{расч}} = \frac{G}{\rho_1 N T_{\text{д}}} = Q, \text{ м}^3/\text{час},$$

т.к $G = 34$ млн. т/год, тогда $D = 1020$ мм (прил. 18).

Число рабочих дней $N_p = 349$ (прил. 17).

$$Q_{\text{расч}} = \frac{34 \cdot 10^6}{861,16 \cdot 349 \cdot 24} = 4713,66 \text{ м}^3/\text{час} = 1,31 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Определение толщины стенки

$$\delta = \frac{\alpha_1 P D_n}{2(n_1 P + R_1)},$$

где $n_1 = 1,15$.

5. Определяем марку насоса и найдем напор насоса при верхнем и нижнем роторе, приняв число рабочих насосов равным 3. Напор основных насосов $3H_{\text{осн}}$

$$R_1 = R_{n1} \frac{m_0}{K_1 K_q} = 530 \cdot \frac{0,9}{1,47 \cdot 1} = 324,5,$$

$t_0 = 1,47$; $K_n = 1$; $R_{n1} = 530$ МПа. Сталь 13Г2АФ, ТУ 14-3-1424-86. Изготовитель – Новомосковский трубный завод.

Выбираем насос НМ 5000-210 по $Q_{\text{раб}}$ ($\text{м}^3/\text{час}$).

Характеристика работы насоса

При

$Q = 4713,66 \text{ м}^3/\text{час} \approx 4714 \text{ м}^3/\text{час}$,

$H_1 = 220$ м (ротор верхний),

$H_2 = 160$ м (ротор нижний).

Подпорный: НПВ 5000-120

При

$Q=4714$ м³/час,

$H_1=123$ м (ротор верхний),

$H_2=92$ м (ротор нижний).

Считаем, что у нас 3 основных и 1 подпорный насос.

Найдем рабочее давление в трубопроводе

$$P_{\text{раб}} = (H_{\text{н}} + 3 \cdot H_{\text{осн}}) \cdot \rho_{\text{т}} \cdot g;$$

а) $P_{\text{раб1}} = (123 + 3 \cdot 220) \cdot 861,16 \cdot 9,81 = 6,6$ МПа;

б) $P_{\text{раб2}} = (92 + 3 \cdot 160) \cdot 861,16 \cdot 9,81 = 4,8$ МПа;

в) $P_{\text{раб}} = (123 + 3 \cdot 160) \cdot 861,16 \cdot 9,81 = 5,1$ МПа.

Выбираем вариант в), т.е. нижний ротор как Носн.

6. Определим толщину стенки трубы при $P_{\text{раб}}=5,1$ МПа

$$\delta = \frac{1,15 \cdot 5,1 \cdot 1020}{2(1,15 \cdot 5,1 + 324,5)} = 9,05 \text{ мм,}$$

принимаем $\delta=9,2$ мм, как ближайшую большую по сортаменту, сталь 13Г2АФ, Новомосковский трубный завод.

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{н}} - 2\delta;$$

$$D_{\text{вн}} = 1020 - 2 \cdot 9,2 = 1001,6 \text{ мм.}$$

7. Режим течения нефти в нефтепроводе

$$Re = \frac{4Q}{\pi D_{\text{вн}} \nu_{\text{т}}}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 131}{3,14 \cdot 1001,6 \cdot 67,3 \cdot 10^{-6}} = 24757$$

8. Определяем число Рейнольдса

$$Re_{\text{г}} = \frac{10D}{\nu} = \frac{10 \cdot 1001,6}{0,15} = 66773;$$

$$Re_{\text{л}} = \frac{500D}{\nu} = \frac{500 \cdot 1001,6}{0,15} = 3338666;$$

$$2420 < 24757 < Re_{г}$$

турбулентный режим, зона Блазеуса

$$\tau=0,25; \beta=0,0246;$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{24757^{0,25}} = 0,02522$$

9. Гидравлический уклон

$$i = \lambda \frac{1}{D} \frac{v^2}{2g} = \frac{0,02522 \cdot 1,66^2}{1,0016 \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,0035$$

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 1,31}{3,14 \cdot 1,0016^2} = 1,66 \text{ м/с;}$$

$$i = \beta \frac{Q^{2-m} v^m}{D^{5-m}} = \frac{0,0246 \cdot 1,31^{2-0,25} \cdot (1,66 \cdot 10^{-5})^{0,25}}{1,0016^{5-0,25}} = \frac{0,003574075}{1,0076} = 0,0035$$

10. Потери напора на трение в нефтепроводе по формуле Дарси-Вейсбаха

$$h_f = \lambda \frac{LV^2}{D2g} = 1 \cdot L = 0,0035 \cdot 600000 = 2121,9 \text{ м.}$$

11. Полные потери напора в нефтепроводе

$$H = 1,01 h_f + \Delta Z + H_{гк}, \text{ Нк=30 м;}$$

$$H = 1,01 \cdot 2121,87 + 100 + 30 = 2273,09 \approx 2273 \text{ м, при } \Delta Z=100 \text{ м.}$$

12. Напор одной станции.

$$H_{стк} = \lambda \cdot H_{сгк} - h_{гк}$$

hвн=15м внутростанционные потери.

$$H_{стк} = 3 \cdot 160 - 15 = 465 \text{ м.}$$

13. Определяем число станций.

$$n = \frac{1,01 \cdot i \cdot L + \Delta Z + H_{гк} - H_{гк}}{\lambda H_{сгк} - h_{гк}} = \frac{1,01 \cdot 0,0035 \cdot 600000 + 100 + 30 - 125}{3 \cdot 160 - 15} = 4,6$$

а) округляем в большую сторону $n_1 > n$, $n_1=5$ станций.

Действительно необходимый напор одной станции:

$$H_{стк} = \frac{1,01 \cdot i \cdot L + \Delta Z + H_{гк} - H_{гк}}{n} = \frac{1,01 \cdot 0,0035 \cdot 600000 + 100 + 30 - 125}{5} = 425,6 \text{ м.}$$

Действительный напор одного насоса

$$H'_{\text{нас}} = \frac{H'_{\text{ст}} + h_{\text{ст}}}{K} = \frac{425,6 + 15}{3} = 146,87 \text{ м.}$$

Производим обрезку рабочего колеса

$$\frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{H'_{\text{ст}} + h_{\text{ст}}}{a}} = \sqrt{\frac{H'_{\text{нас}}(Q_1^2 - Q_2^2) + (H_1 - H_2)Q_2^2}{H_1Q_1^2 - H_2Q_2^2}}$$

$Q_2 = 4800 \text{ м}^3/\text{час} = 1,33 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_2 = 157 \text{ м}$, $Q_1 = 3200 \text{ м}^3/\text{час} = 0,89 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_1 = 207 \text{ м}$.

$$\frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{146,87(1,33^2 - 0,89^2) + (207 - 157)1,33^2}{207 \cdot 1,33^2 - 157 \cdot 0,89^2}} = \frac{22968}{2418} = 0,948$$

т.е. обрезаем на 5,2%

$$D_2 = D_1 \cdot 0,948 = 405 \cdot 0,948 = 384 \text{ мм} - \text{новый диаметр ротора.}$$

Расстановка НПС по трассе при $n_1 > n$. Необходимо вычислить масштаб по вертикали и отложить ΔZ , H_k в масштабе напоров станций. Затем откладывают величину напора подпорного насоса и напор станции n_1 раз и соединяют суммарный напор станций с H_k , получают линию гидравлического уклона i . Месторасположение станций определяют пересечением линии гидравлического уклона с линией, отстающей от профиля на величину подпора. Эти точки переносят на профиль трассы.

14. Проверка режима работы всех НПС.

$$[P_{\text{вс}}] = \frac{2\sigma R_1}{\rho_1(D_k - 2\sigma)} = \frac{2 \cdot 9,2 \cdot 324^2}{1,13 \cdot 10016} = 513 \text{ МПа;}$$

$$[H_{\text{вс}}] = \frac{[P_{\text{вс}}]}{\rho_1 g} = \frac{513 \cdot 10^{-6}}{36116,981} = 6116 \text{ м;}$$

$$H_z = \frac{P_a - P_b}{\rho_1} - \Delta h_{\text{прот.кав.}}$$

$P_a = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $P_b = 500 \text{ мм рт. ст.}$, по Q-H характеристике насоса $\Delta h_{\text{прот.кав.}} = 38 \text{ м}$

$$H_z = \frac{(760 - 500) \cdot 133,3}{36116,981} - 38 = -33,9 \text{ м.}$$

Насос не обладает самовсасывающей способностью, нужен подпор, величиной

$$[\Delta H_{\text{вс}}] = |-33,9| + 10 = 43,9 \text{ м.}$$

Проверяем режим работы станций из условий:

$$H_{\text{вс}} \leq [H_{\text{вс}}]$$

$$\Delta H_{\text{вс}} \geq [\Delta H_{\text{вс}}], \text{ при } H_k = 30 \text{ м;}$$

$$H_{cm1} = H_{\pi} + kH_{\text{двн}} - h_{\text{гк}} \leq [H_{\text{доп}}];$$

$$H_{cm1} = 123 + 3 \cdot 146,87 - 15 = 548,61 \leq 613,6 \text{ м};$$

$$\Delta H_{cm2} = H_{cm1} - 1,01 \cdot i \cdot l_{1-2} - \Delta Z_{2-1} \geq [H_{\text{доп}}];$$

$$\Delta H_{cm2} = 548,61 - 1,01 \cdot 0,0035 \cdot 111000 - 18 = 138,2 \geq 43,9 \text{ м};$$

$$H_{cm2} = \Delta H_{cm2} + kH_{\text{двн}} - h_{\text{гк}} \leq [\Delta H_{\text{доп}}]; \text{ м};$$

$$\Delta H_{cm3} = 563,8 - 1,01 \cdot 0,0035 \cdot 116100 - 19 = 134,39 \geq 43,9 \text{ м};$$

$$H_{cm3} = 134,39 + 3 \cdot 146,87 - 15 = 560 \leq 613,6 \text{ м};$$

$$\Delta H_{cm4} = 560 - 1,01 \cdot 0,0035 \cdot 111900 - 20 = 144,4 \geq 43,9 \text{ м};$$

$$H_{cm4} = 144,4 + 3 \cdot 146,87 - 15 = 570,04 \leq 613,6 \text{ м};$$

$$\Delta H_{cm5} = 570,04 - 1,01 \cdot 0,0035 \cdot 113400 - 17 = 152,17 \geq 43,9 \text{ м};$$

$$H_{cm5} = 152,17 + 3 \cdot 146,87 - 15 = 577,8 \leq 613,6 \text{ м};$$

$$H_{\pi} = H_{cm5} - 1,01 \cdot i \cdot l_{5-\pi} - \Delta Z_{\pi-5} \geq H_{\pi};$$

$$H_{\pi} = 577,8 - 1,01 \cdot 0,0035 \cdot 147600 - 26 = 30,034 \geq 30 \text{ м}.$$

Проверка сошлась, следовательно, станции расставлены правильно.

15. Строим совместный график работы нефтепровода и всех НПС. Определяем рабочую точку системы.

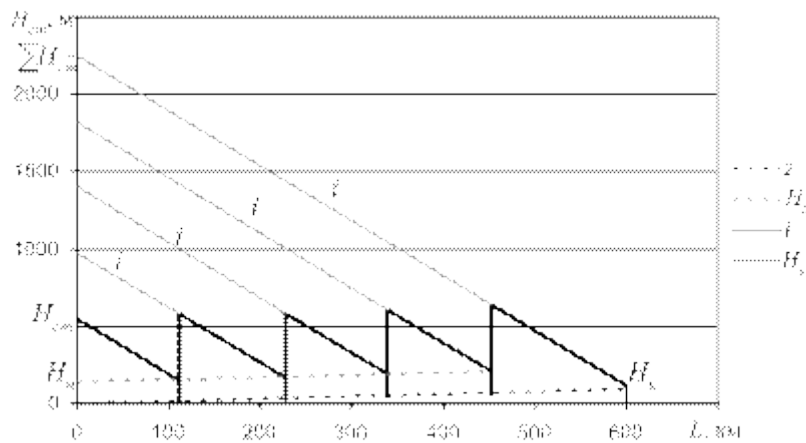


Рис. 3 Расстановка числа станций при $n_1=5$; $n_1 > n$

Таблица 2

Характеристика НПС на трассе при $p_1 > p$

№ НПС	L, км	Li, км	Zi, м	DZ
	227,1	116,1		
		111,9		
	452,4	113,4		
КП		147,6		

$\Delta L_i = 600 \text{ км}$ $\Delta DZ = 100 \text{ м}$

Построение Q-H характеристики:

$Q_{\text{расч.}} = 4713,7 \text{ м}^3/\text{час}$, $H_{\text{нас}} = 147 \text{ м}$;

$Q_{\text{расч.}} - 800 = 3913,7 \text{ м}^3/\text{час}$, $H_{\text{нас}} = 171 \text{ м}$;

$Q_{\text{расч.}} + 800 = 5513,7 \text{ м}^3/\text{час}$, $H_{\text{нас}} = 113 \text{ м}$;

Суммарный напор всех станций

$$\sum H_{\text{ст.}} = H_{\text{ст.}} + H_{\text{тр.}} \cdot K - 15 \cdot n$$

где K – число насосов на НПС; n – число НПС на трассе; $H_{\text{п}} = 123 \text{ м}$.

Характеристика трубопровода строится по уравнению:

$$H = 1,018 \frac{Q_{\text{расч.}}^2 \cdot V_{\text{тр.}}^2 \cdot L}{D^{5-\alpha}} + \Delta Z + H_{\text{ст.}}$$

Характеристика станции

1) $Q_{\text{расч.}} = 4713,7 \text{ м}^3/\text{час}$, $H_{\text{нас}} = 147 \text{ м}$

$$\sum H_{\text{ст.}} = 147 \cdot 3 \cdot 5 - 15 \cdot 5 = 2128 \text{ м};$$

2) $Q_{\text{расч.}} - 800 = 3913,7 \text{ м}^3/\text{час}$, $H_{\text{нас}} = 171 \text{ м}$

$$\sum H_{\text{ст.}} = 171 \cdot 3 \cdot 5 - 15 \cdot 5 = 2490 \text{ м};$$

3) $Q_{расч.} + 800 = 5513,7 \text{ м}^3/\text{час}$, $H_{нас} = 113 \text{ м}$

$$\sum H_{сум} = 113 \cdot 3 \cdot 5 - 15 \cdot 5 = 1620 \text{ м.}$$

Характеристика трубопровода:

$\beta = 0,0246$, $\tau = 0,25$

$$1) H = 101 \cdot 0,0246 \cdot \frac{131^{2-0,75} (673 \cdot 10^{-6})^{0,75} 600000}{10016^{0,75}} + 100 + 50 = 2272,5 \text{ м}$$

$$2) H = \frac{101 \cdot 0,0246 \cdot 108^{2-0,75} (673 \cdot 10^{-6})^{0,75} 600000}{10016^{0,75}} + 130 = 1681 \text{ м}$$

3) $H = 2955,6 \text{ м}$

Строим Q-H характеристику в масштабе (рис. 5.1.5)

по горизонтали: $1 \text{ мм} = 40 \text{ м}^3/\text{час}$

по вертикали $1 \text{ мм} = 20 \text{ м}$

Рабочая точка системы:

$Q_{раб} = 4713,7 \text{ м}^3/\text{час} = Q_p$

$H_{раб} = 2273 \text{ м} = H$ (полные потери)

Практическое занятие № 37. «Пересчет характеристики насоса с воды на вязкую жидкость».

В паспорте насоса указываются характеристики центробежного насоса, полученные при испытании на воде вязкостью $\nu = 0,01 \text{ Ст}$ и температурой $t = 20^\circ \text{C}$. При перекачке вязких жидкостей параметры насоса изменяются, и характеристики требуется пересчитывать.

Существуют различные методики пересчета характеристик центробежных насосов с воды на вязкую жидкость. Наиболее распространен метод, предложенный М.Д.Айзенштейном. По этому способу построение характеристик центробежных насосов производят при помощи поправочных коэффициентов k_Q , k_H , k_η , $k_{\Delta h}$, полученных опытным путем в зависимости от числа Re (рисунок 5.6):

$$Re = \frac{Q_o}{D_{\text{нас}} \cdot \nu_1} = \frac{Q_o}{2 \cdot \sqrt{D_2 \cdot b_2 \cdot \psi} \cdot \nu_1},$$

где $D_{экв}$ – эквивалентный диаметр рабочего колеса; ν_t – кинематическая вязкость жидкости при температуре перекачки; D_2 и b_2 – соответственно наружный диаметр и ширина лопатки рабочего колеса; ψ – коэффициент сжатия сечения каналов колеса лопатками на выходе ($\psi=0,9\dots0,95$).

Построения производят на основании предпосылок:

- при постоянной частоте вращения вала и переменной вязкости жидкости кривая $Q-H$ по мере увеличения вязкости опускается так, что напор при нулевой подаче и коэффициент быстроходности на режиме максимального кпд остаются постоянными;
- поправочные коэффициенты постоянны в диапазоне подач $Q=(0,8\dots1,2) Q_0$.

Таким образом, подача, напор, кпд, допустимый кавитационный запас при работе насоса на вязкой жидкости определяются:

$$Q_E = k_Q \cdot Q_H, \quad H_E = k_H \cdot H_H, \quad N_E = k_N \cdot N_H, \quad \Delta h_E = k_{\Delta h} \cdot \Delta h_H.$$

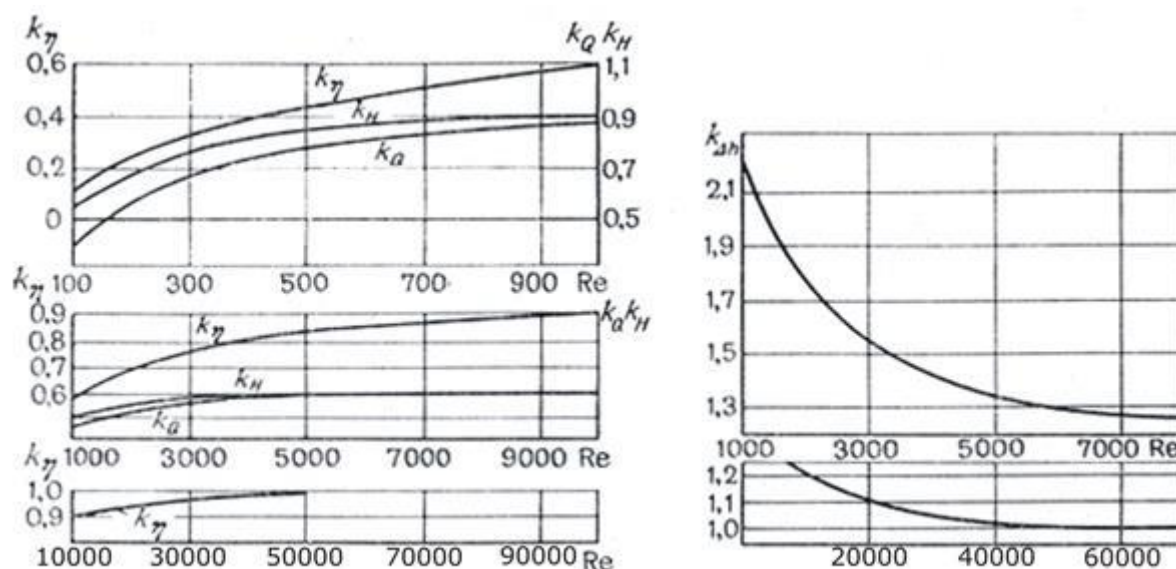


Рисунок 1 - Зависимость поправочных коэффициентов от числа Рейнольдса

Практическое занятие № 38. «Выбор двигателя для ЦБН»

От правильного выбора электродвигателя зависят надежность его работы в электроприводе и энергетические показатели в процессе эксплуатации. В тех случаях, когда нагрузка двигателя существенно меньше номинальной, он недоиспользуется по мощности, что свидетельствует об излишних капитальных вложениях, его КПД и коэффициент мощности заметно снижаются.

Электродвигатель подбирается по частоте вращения, по рабочему положению (горизонтальный, вертикальный), мощности, напряжению и виду исполнения.

При выборе типа электродвигателя основных насосов придерживаются примерно следующего принципа. До мощности 250 кВт устанавливают асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором. Если мощности превышают 250 кВт, устанавливают синхронные электродвигатели высокого напряжения.

Мощность необходимая для привода насоса, определяется по формуле

$$P = \kappa \frac{\rho g Q_m H_m}{1000 \eta_m \eta_n} = 1,25 \cdot 1,85 = 2,3 \text{ кВт},$$

(4.1)

где κ - коэффициент запаса, учитывающий возможные перегрузки электродвигателя при эксплуатации. Так как мощность, данного нам электродвигателя, меньше 20 кВт, то κ принимаем за $\kappa=1,25$.

ρ - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; g - ускорение силы тяжести, м/с²; Q_m - подача насоса, максимально возможная в схеме проектируемой насосной станции; H_m - напор, соответствующий максимально возможной подаче Q_m ; η_n - КПД передачи.

Для $P = 2,3$ кВт принимаем трёхфазный электродвигатель АО 2-31 со следующими параметрами: переменный ток, число оборотов - $n = 2880$ об/мин; ; ; масса - $G = 35$ кг. [Приводы машин - Муха Т. И.]

$$\frac{M_{нч}}{M_n} = 1,7$$

Особенности эксплуатации центробежного насоса

$$\frac{M_{max}}{M_n} = 2,2$$

Согласно указаниям инструкции завода-изготовителя по обслуживанию и уходу за насосами и в соответствии с местными условиями эксплуатации должны быть разработаны собственные инструкции и указания по техническому обслуживанию и уходу. В них устанавливают сроки проведения регулярных проверок и ревизий, а также работ по техническому обслуживанию и ремонту. Для каждого насоса заводят эксплуатационный журнал или книгу, по которым можно было бы определить состояние насоса, установить необходимость проведения ревизии и соответствующего вида ремонта. Следует также регулярно проверять эксплуатационную готовность резервных насосов, чтобы в любое время гарантировать ввод их в эксплуатацию.

При установке агрегатов на открытой площадке следует обратить внимание на необходимость постоянного прогрева при низких температурах (мороз), во время стоянки, а также на своевременное опорожнение от жидкости насосов и трубопроводов. Пуск насоса в холодном состоянии при перекачивании жидкости с различной вязкостью недопустим, так как это может привести к повреждению насоса. Кроме того, необходимо дать указания для проведения работ по техническому обслуживанию агрегатов.

Первую смену масла и чистку масляных полостей в подшипниках с жидкой смазкой проводят после 200 ч эксплуатации, следующую смену масла - после 1500-2000 ч, но не реже одного раза в год. При использовании высококачественных сортов масла (турбинное) допускают большую продолжительность работы.

При использовании муфт с масляной смазкой через 500-600 ч эксплуатации проверяют масло на шлакообразование, а при необходимости его доливают. Масло меняют по истечении 3000 ч эксплуатации.

В практике наибольшее распространение получил метод регулирования работы центробежных насосов с помощью обточки рабочего колеса. Как известно напор насоса находится в квадратичной зависимости от диаметра рабочего колеса и, поэтому уменьшая диаметр колеса с помощью обточки можно существенно менять и характеристики насоса.

Для получения расчётной величины нужного напора центробежного насоса при обточке колеса, необходимо номинальную величину напора умножить на квадрат отношения диаметра обточенного колеса к номинальному диаметру.

Регулировать работу центробежного насоса можно и с помощью изменения сопротивления в потребительской сети.

Изменение условий работы насоса на сеть позволяет регулировать работу насоса в широком диапазоне.

Из графической напорной характеристики центробежных насосов, представляющей собой пологую кривую, видно, что с увеличением подачи уменьшается напор и наоборот. Для каждой конструкции насоса имеется зона оптимальной работы, представляющая собой энергетическую характеристику, определяющая крутизну и максимальную величину КПД.

Рабочая точка на кривой характеристики соответствует максимальному значению КПД насоса.

Местоположение рабочей точки на характеристике определяется "сопротивлением сети". Если менять сопротивление сети, например, закрывая задвижку на напорной линии, то рабочая точка будет смещаться по кривой влево в пределах рабочей зоны, т.е. центробежный насос будет выбирать режим работы на меньшей подаче, так как "вынужден" работать с большим напором, чтобы преодолеть дополнительное сопротивление задвижки.

Другим способом изменения условий работы насоса на сеть является байпасирование, представляющее собой установку регулируемого или нерегулируемого перепуска (байпаса) с напорной линии на всасывание.

У насоса при байпасировании происходит увеличение подачи (с учётом объёма жидкости, возвращаемой в линию всасывания) и соответствующее снижение напора.

В потребительской сети байпасирование приводит к снижению подачи. В результате в потребительской сети можно получить одновременно меньший напор и меньшую подачу (энергия жидкости идёт на сброс).

Снижение напора с помощью перепуска жидкости с напорной линии во всасывающую обеспечивает снижение напора на 10...30 % в зависимости от крутизны напорной характеристики насоса.

Практическое занятие № 39. «Изучение неисправностей насосных агрегатов».

При работе центробежных насосов возможны следующие неисправности.

1. Не происходит подача жидкости после запуска насоса.

Причины:

отсутствие перекачиваемой жидкости в насосе и подводящем: трубопроводе;

закрыта задвижка на подводящем трубопроводе;

попадание воздуха в подводящий трубопровод и насос через неплотности в фланцевых соединениях или всасывающей полости насоса;

чрезмерно велика высота всасывания.

2. Несоответствие фактической и расчетной подач. Снижение подачи насоса может происходить в результате:

повышенного сопротивления подводящего или напорного трубопроводов;

пониженной частоты вращения приводного двигателя;

пропусков воздуха в насос через неплотности в сальнике или через неплотности в соединениях подводящего трубопровода;

попадания посторонних тел в насос.

3. Повышенная потребляемая насосом мощность.

Причины:

неправильная сборка насоса;

попадание в насос абразивных веществ;

несоответствие плотности и вязкости перекачиваемой жидкости паспортным данным.

4. Сильный нагрев сальника. Причинами этой неисправности могут быть:

отсутствие или недостаточный расход охлаждающей жидкости;

износ набивки сальника;

чрезмерная затяжка крышки сальника.

5. Усиленный нагрев корпуса насоса. Возможные причины:

работа насоса с закрытой задвижкой на напорном трубопроводе;

неисправность подшипников;

недопустимо большое трение в сальниках.

6. Усиленная вибрация, сопровождающаяся иногда ударами, стуками и шумом. Возможные причины:

кавитационный режим работы насоса; нарушение центровки валов насоса и электродвигателя;

неисправность узла разгрузки осевого усилия.

При работе поршневых насосов возможны следующие неисправности:

1. Отсутствие подачи жидкости после пуска насоса.

Причины:

чрезмерное снижение уровня жидкости в приемном резервуаре;

неисправность приемного клапана;

засорение фильтра на приеме насоса;

попадание воздуха в насос в результате неплотностей фланцевых соединений подводящего трубопровода;

закрыта задвижка на подводящем трубопроводе;

неплотность посадки всасывающих клапанов насоса.

2. Снижение подачи насоса по сравнению с расчетной.

Возможные причины:

попадание в насос воздуха через неплотности в подводящем трубопроводе и сальниках насоса;

увеличение утечек перекачиваемой жидкости через сальниковые уплотнения;

увеличение гидравлического сопротивления фильтра на приеме насоса;

неплотность посадки всасывающих и нагнетательных клапанов;

чрезмерное возрастание вязкости перекачиваемой жидкости.

3. Чрезмерный нагрев подшипников и сальниковых уплотнений насоса. Причины:

недостаточная подача смазки к подшипникам;

сильная загрязненность масла;

излишняя затяжка сальникового уплотнения.

4. Сильный стук в насосе. Возможные причины:

превышение фактического числа двойных ходов плунжера насоса над расчетным;

поломка пружин клапанов;

отсутствие воздуха в воздушных колпаках;

ослабление крепления поршня на штоке;

износ вкладышей коренных подшипников;

увеличение зазора между пальцем крейцкопфа и вкладышем шатуна;

ослабление крепления штока с крейцкопфом;

ослабление крепления крышек подшипников вала.

5. Глухие удары в цилиндрах, сопровождающиеся иногда сотрясанием корпуса насоса, являются результатом недостаточного заполнения цилиндров перекачиваемой жидкостью вследствие попадания в насос воздуха или в результате чрезмерного сопротивления на линии всасывания.

Практическое занятие № 40. «Изучение неисправностей уплотнений валов насосов».

Щелевые уплотнения устанавливаются внутри насоса, и, поэтому об их работе можно судить только по внешним признакам.

При нормальной работе центробежного насоса величина утечек находится в пределах 1,5-5%. Увеличение утечек сверх этих значений свидетельствует об износе щелевых уплотнений. Однако зафиксировать его удастся, как правило, только по ухудшению

основных параметров работы насосов. В частности, для этого служат периодические испытания насосных агрегатов в условиях эксплуатации.

Торцовые уплотнения доступны для контроля, который выполняется, в основном, по двум параметрам: по величине утечек и по температуре торцового уплотнения.

Величина утечек, отводимых от торцовых уплотнений, не должна превышать 0,3 л/ч. Допускается кратковременное (в течение 24 ч работы насоса) увеличение утечек до 0,7 л/ч.

Для контроля за температурным режимом их работы через определенный интервал времени замеряются температура на каждом торцовом уплотнении насоса и температура нефти на входе в камеру торцовых уплотнений. Замеренные температуры сравниваются прежде всего с предельно допустимым значением. Если замеренная величина температуры достигла предельно допустимого значения, то производится отключение насоса.

Сведения об основных неисправностях, встречающихся при работе торцовых уплотнений, и способах их устранения приведены в таблице ниже.

Неисправность	Причина неисправности	Способ ее устранения
Повышенная утечка перекачиваемой насосом жидкости	1. Нарушен контакт колец пары трения из-за чрезмерного их износа вследствие: а) работы уплотнения всухую; б) попадания в перекачиваемую насосом жидкость взвешенных частиц величиной и числом больше допустимого; 2. Перекос аксиально-подвижной обоймы вследствие: а) сильного набухания уплотнительного кольца; б) повышенного биения вала насоса. 3. Износ резиновых уплотнительных колец или снижение их эластичности. 4. Поломка пружин.	Проверить правильность монтажа торцового уплотнения. Проверить систему циркуляции. Установить фильтр. Притереть рабочие поверхности колец пары трения или заменить их новыми. Заменить уплотнительное кольцо. Устранить причину биения. Заменить уплотнительные кольца новыми. Заменить пружины.
Уплотнение сильно греется	1. Выход из строя системы циркуляции жидкости через камеру уплотнения. 2. Сильно сжаты пружины.	Обеспечить циркуляцию жидкости через камеру уплотнения. Отрегулировать поджатие пружин.
Мгновенный пропуск перекачиваемой насосом жидкости	«Закусывание» уплотнительного кольца вследствие гидравлического удара	Заменить уплотнительное кольцо

Практическое занятие № 41. «Вычерчивание схем изменений режимов работы центробежного насоса».

Схема устройства и принцип действия центробежного насоса.

Основное уравнение центробежного насоса.

Зависимости основных параметров работы насоса.

Кавитация и методы борьбы с ней.

Рабочая характеристика и режим работы центробежного насоса.

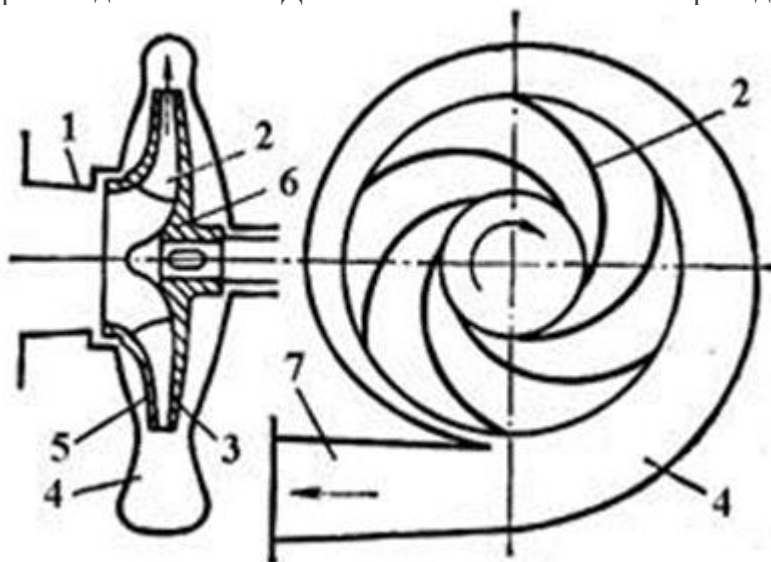
Работа центробежных насосов в один трубопровод.

Осевое давление в центробежном насосе.

Создание давления в центробежном насосе происходит за счет кинетической энергии, приобретаемой жидкостью в каналах рабочего колеса при вращении ротора с определенной частотой, и превращения полученной кинетической энергии в энергию давления в направляющем аппарате корпуса.



Основным рабочим органом насоса является центробежное колесо 6, которое образовано задним 3 и передним 5 дисками, между которыми находятся рабочие лопатки колеса 2. В данном насосе эти лопатки на виде справа (в плане) имеют изгиб, противоположный направлению вращения (загнуты назад). Такой изгиб лопаток увеличивает КПД насоса и распространён в насосах средней и большой производительности. Для малых насосов и в некоторых других случаях возможно



применение радиальных

лопаток. Колесо насажено на приводной вал, который подходит к колесу через отверстие в корпусе. Отверстие имеет уплотнение для предотвращения утечек. Жидкость поступает в колесо через всасывающий патрубок 1, а выходит из него через щель между двумя дисками на наружном диаметре колеса. Выбрасываемая из диска жидкость собирается спиралевидным каналом 4, охватывающим колесо по периметру. Из канала жидкость поступает в нагнетательный патрубок 7, откуда направляется к потребителю.

Рисунок 1.

Схема одноступенчатого центробежного насоса

Напор теоретически определяется частотой вращения и диаметром рабочего колеса (рис. 1.19).

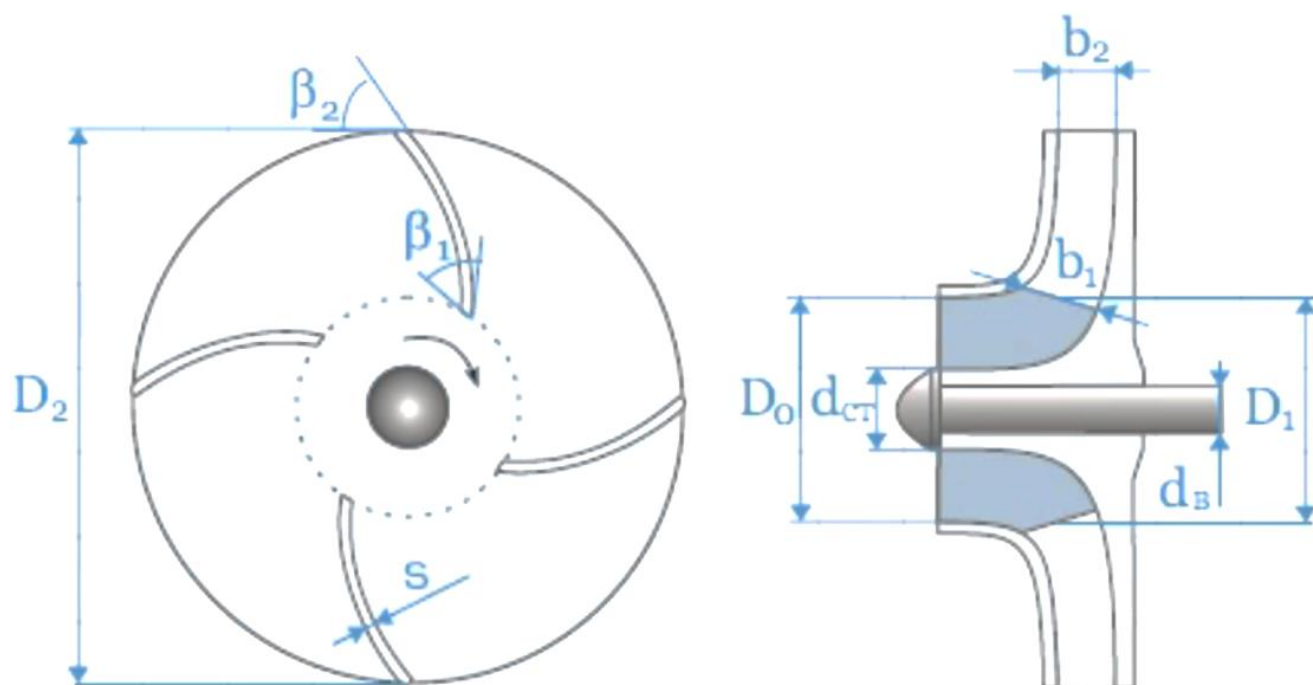


Рисунок 1.19 Параметры рабочего колеса центробежного насоса

При движении внутри канала рабочего колеса частица жидкости имеет по отношению к колесу относительную скорость ω , которая направлена касательно к лопатке в точке ее приложения. Но благодаря вращению колеса при числе оборотов n частица жидкости приобретает и окружную скорость, направленную касательно к окружности радиуса r , определяемую как произведение угловой скорости на радиус r - расстояние рассматриваемой частицы от центра вращения, т. е.:

$$u = \omega \cdot r = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (1.17)$$

Следовательно, частица жидкости, покидая рабочее колесо, будет иметь окружную скорость по касательной к наружному диаметру колеса в точке выхода и относительную скорость, направленную касательно к выходной кромке лопатки. В результате геометрического сложения этих скоростей (u и w) частица жидкости будет иметь абсолютную скорость c по их равнодействующей (по диагонали параллелограмма, построенного на направлениях скоростей u и w), в направлении которой элементарные струйки жидкости будут выходить из рабочего колеса (рис. 1.20).

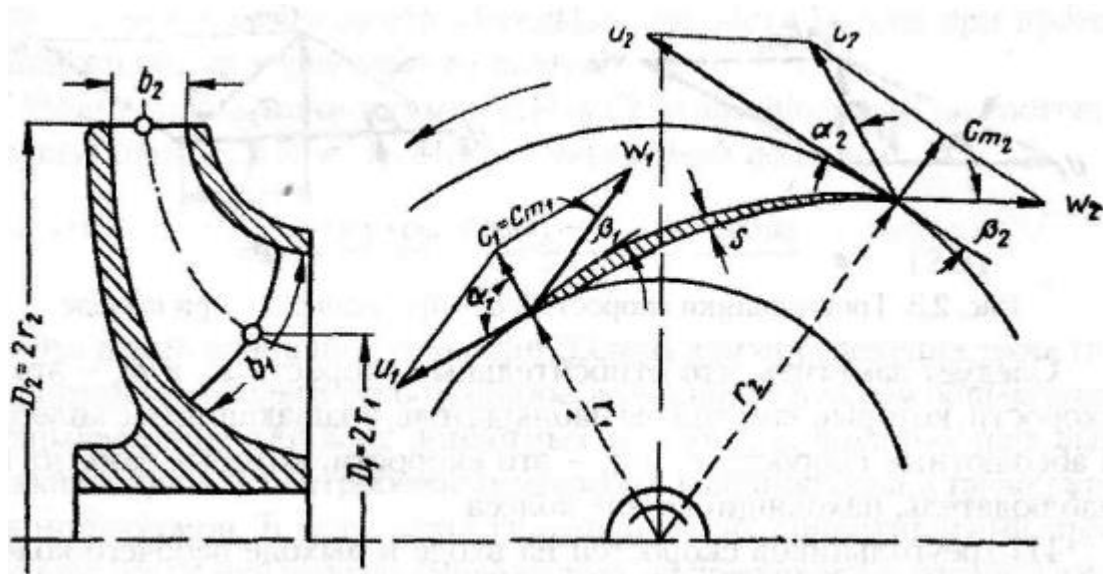


Рисунок 2 Движение жидкости в каналах рабочего колеса

Для скоростей входа и выхода из колеса обозначения одинаковы, только входным скоростям придается индекс 1, а выходным - индекс 2. Тогда будем иметь:

1) при входе на лопатки

- w_1 — относительную скорость,
- c_1 — абсолютную скорость,
- u_1 — окружную скорость;

2) при выходе с лопаток

- w_2 — относительную скорость,
- c_2 — абсолютную скорость,
- u_2 — окружную скорость.

Основное уравнение Эйлера для определения теоретического напора колеса турбомашин, написанное в самом общем виде и справедливое для всех лопастных машин, т.е. водяных паровых и газовых турбин, центробежных насосов и вентиляторов, а также турбокомпрессоров:

$$H_T = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (1.18)$$

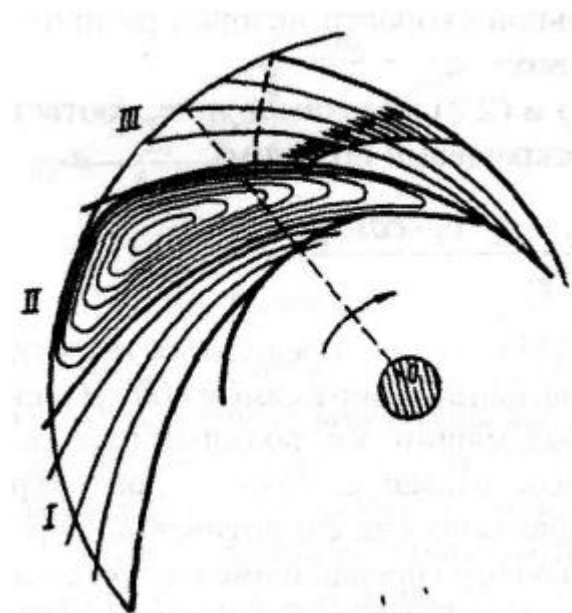
В результате гидравлических сопротивлений протеканию жидкости через рабочее колесо, на преодоление которых затрачивается часть энергии, действительный напор, создаваемый насосом, меньше теоретического. Введя в уравнение (1.18) гидравлический коэффициент полезного действия η_{Γ} , учитывающий уменьшение теоретического напора, получим значение действительного напора:

$$H_d = \eta_{\Gamma} \cdot \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (1.19)$$

В центробежных насосах с осевым входом в рабочее колесо $\alpha_1=90^\circ$, а второй член правой части равенства (1.19) превратится в ноль и уравнение Эйлера примет следующий вид:

$$H_d = \frac{\eta_1}{\xi} \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (1.20)$$

В то же время на напор влияет конструкция рабочего колеса, в частности ширина каналов между лопатками, что приводит к уменьшению действительного напора по сравнению с теоретическим (на 15-20%), вследствие неравномерности распределения скоростей в каналах рабочего колеса. Так, при вращении колеса жидкость, заполняющая его каналы, вращается в сторону, обратную вращению колеса. Это явление можно представить из рассмотрения движения жидкости в замкнутом объеме между лопатками, т. е. при закрытых внутреннем и внешнем выходных кольцевых сечениях канала. На рис. 1.21 (канал I) показано струйное течение, соответствующее бесконечно большому числу элементарно тонких лопаток. Если жидкость не имеет вязкости, то она при вращении замкнутого сосуда вокруг какой-либо оси, жестко скрепленной с ним, будет вращаться относительно стенок этого сосуда в обратную сторону с той же угловой скоростью, с какой вращается сосуд вокруг оси.



Это явление называют относительным вихрем, и оно будет тем слабее проявляться, чем вязче жидкость и уже каналы. Этот вихрь, складываясь с током жидкости от оси колеса к периферии, вызывает неравномерное распределение в каналах колеса (см. рис 3, канал II).

Кроме того, лопатки вращающегося колеса при передаче механической энергии жидкости, заполняющей его каналы, оказывают на нее давление, которое передается поверхностью лопатки, обращенной в сторону вращения колеса (выпуклой стороной), в результате чего давление на выпуклой стороне больше, чем на противоположной (вогнутой) стороне той же лопатки.

Поэтому для практического использования выражение (1.20) можно преобразовать и представить в следующем виде:

$$H_d = K \cdot D_2^2 \cdot n^2 \quad (1.21)$$

где D_2 - внешний диаметр рабочего колеса в м;

n - частота вращения вала насоса в об/мин.

K - коэффициент, зависящий от углов α_2 , β_2 и коэффициента k , учитывающего конечное число лопаток.

Теоретическую подачу центробежного насоса можно представить формулой:

$$Q_T = 0,164 \cdot \lambda \cdot \psi \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n \quad (1.22)$$

где λ - коэффициент, учитывающий площади, занимаемые концами лопаток (находится в пределах 0,92...0,95);

ψ - коэффициент, зависящий от изменения углов α_2 и β_2 ($\psi = 0,09...0,13$);

b_2 - ширина колеса на внешнем диаметре.

Действительная подача Q_d несколько меньше Q_T :

$$Q_d = \eta_0 \cdot Q_T \quad (1.23)$$

где η_0 - коэффициент утечки или объемный КПД, учитывающий щелевые потери жидкости через зазор между колесом и корпусом.

Мощность, потребляемая лопастным насосом, включает потери мощности в насосе и зависит, в частности от КПД насоса η :

$$N_{пр} = \frac{N_r}{\eta} = \frac{H \cdot g \cdot \rho \cdot Q}{\eta} \quad (1.24)$$

Потери мощности в лопастном насосе состоят из механических потерь, потерь на дисковое трение, объемных и гидравлических потерь.

Таким образом, КПД лопастного насоса равен произведению четырех КПД, соответствующих указанным потерям:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_d \cdot \eta_0 \cdot \eta_r \quad (1.25)$$

Потери мощности на дисковое трение происходят в результате взаимодействия потока жидкости с внешними поверхностями дисков рабочих колес, а также разгрузочной пята.

Дисковый КПД лопастных насосов изменяется в пределах $\eta_d = 0,85...0,95$.

Максимальное значение КПД достигает 0,89 у наиболее мощных нефтяных центробежных магистральных насосов.

Зачастую приходится испытывать насос при числе оборотов, отличном от нормального.

Поэтому необходимо знать, как изменится подача, напор и мощность при изменении числа оборотов. Из рассмотрения формул (1.21, 1.22 и 1.24) видно, что если изменить

число оборотов n вала насоса, которым соответствовали напор H_d , подача Q и мощность N , то будут получены новые напор H'_d , подача Q' и мощность N' пропорциональные n_1 .

Тогда

$$\frac{H_d}{H'_d} = \frac{K \cdot D_2^2 \cdot n^2}{K \cdot D_2^2 \cdot n_1^2} = \frac{n^2}{n_1^2} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \quad (1.26)$$

т.е. напор, создаваемый насосом, пропорционален квадрату числа оборотов,

$$H_d = f(n^2);$$

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{0,164 \cdot \lambda \cdot \eta_0 \cdot \psi \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n}{0,164 \cdot \lambda \cdot \eta_0 \cdot \psi \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n_1} = \frac{n}{n_1} \quad (1.27)$$

т.е. подача насоса пропорциональна числу оборотов,

$$Q = f(n);$$

$$\frac{N}{N'} = \frac{\frac{H \cdot g \cdot \rho \cdot Q}{\eta}}{\frac{H' \cdot g \cdot \rho \cdot Q'}{\eta}} = \frac{H \cdot Q}{H' \cdot Q'} = \frac{n^2 \cdot n}{n_1^2 \cdot n_1} = \frac{n^3}{n_1^3} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad (1.28)$$

т.е. при условии $\eta = \text{const}$, гидравлическая мощность пропорциональна кубу числа оборотов,

$$N = f(n^3).$$

Полученные зависимости называют законом пропорциональности или подобия и ими широко пользуются для определения параметров насоса при изменении числа оборотов.

Неполадки в центробежных насосах возникают в результате не соблюдения условий входа жидкости в насос. Если в отдельных областях насоса давление понизится до давления насыщенных паров, то в этих областях начнется вскипание жидкости с образованием в канале воздушных карманов, нарушающих плавность потока. Эти карманы заполняются парами. Пузырьки паров увлекаются движущимся потоком и, попадая в сферу более высокого давления, конденсируются. Процесс конденсации происходит очень интенсивно. Частицы жидкости, стремясь заполнить область конденсирующегося пузырька, движутся к его центру с очень большими скоростями. При завершении процесса конденсации частицы жидкости внезапно останавливаются, в результате чего кинетическая энергия этих частиц переходит в энергию давления, причем местное повышение давления достигает значительной величины (десятков мегапаскалей).

Описанный процесс сопровождается местными гидравлическими ударами, повторяющимися десятки тысяч раз в секунду. Это явление называется кавитацией, которая может возникнуть как в стационарной, так и в движущейся части насоса.

Кавитация сопровождается сильным шумом, треском, вибрацией насоса, вызывает разрушение металла, понижает напор, производительность и КПД насоса. Кроме механического разрушения металла, кавитация вызывает его коррозию. Особенно быстро разрушается чугун. Разрушаются и более стойкие металлы - бронза, нержавеющая сталь. Поэтому в работе насоса нельзя допускать кавитацию, а высота всасывания должна быть такой, при которой возникновение кавитации невозможно.

При эксплуатации центробежных насосов кавитация может возникнуть при понижении уровня жидкости во всасывающем резервуаре ниже расчетного, повышении температуры перекачиваемой жидкости, неправильной установке и неправильном монтаже насоса. С целью уменьшения потерь во всасывающем трубопроводе уменьшают, по возможности, его длину, делают его более прямым, устанавливают минимальное количество арматуры, избегают воздушных мешков.

Центробежные насосы имеют, по сравнению с поршневым (плунжерным), мягкую характеристику, т.е. подача зависит от напора в линии. Эта зависимость отражена в рабочей характеристике насоса.

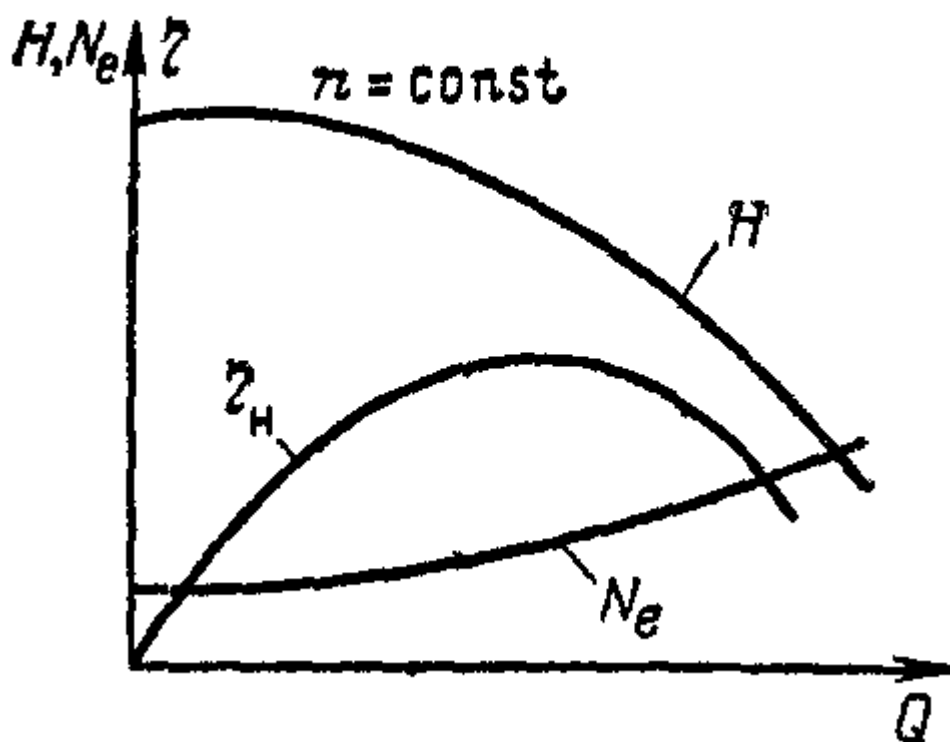
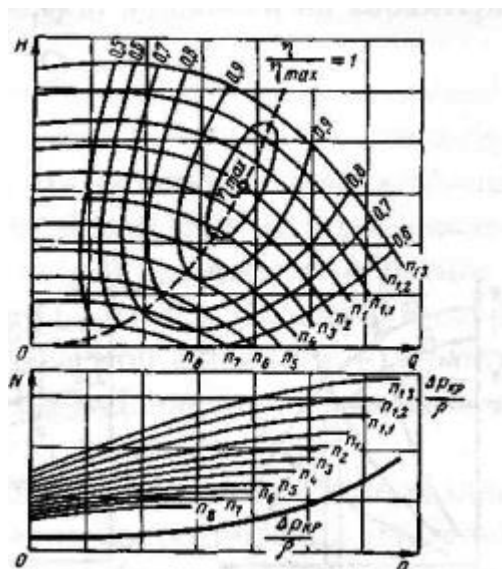


Рисунок 4 Рабочая характеристика насоса

Рабочая характеристика насоса это графическая зависимость напора H , потребляемой мощности N , и КПД η от подачи Q насоса при неизменной частоте вращения вала (рис. 1.22). Режим работы насоса с наибольшим КПД называют оптимальным ($Q_{\text{опт}}$). Область в пределах изменения подачи при небольшом снижении КПД (Q_1, Q_2) называют рабочей зоной. Насос рекомендуется применять в пределах этих параметров. Напор насоса обычно наибольший при нулевой подаче на режиме, который называется режимом закрытой задвижки. У некоторых насосов наибольший напор не совпадает с нулевой подачей. Здесь, в области малых подач, работа насоса будет неустойчивой, так как напор не определяет однозначно количество подаваемой жидкости (при одной и той же величине напора может быть подача большая и меньшая). Нулевому напору насоса всегда соответствуют нулевой КПД и наибольшая подача насоса, так называемая работа

насоса на излив, т. е. без преодоления полезных сопротивлений. Мощность, потребляемая насосом при нулевой подаче или нулевом напоре, не равна нулю, так как при этих режимах имеются потери на дисковое трение, рециркуляцию жидкости у входа и выхода из колеса, механические и объемные потери (утечка). Запуск центробежного насоса производится в режиме закрытой задвижки, так как при этом обеспечивается наименьшая мощность потребляемая насосом, а следовательно и минимальный пусковой ток на обмотке электродвигателя.

Рисунок 5 Универсальная рабочая характеристика насоса

Построив характеристики насоса при нескольких значениях вращения вала и соединив точки равного КПД, получим универсальную характеристику насоса при изменении частоты вращения его вала (рис. 2.10). Если при построении универсальной кривой принимались внутренние КПД насоса, то кривые равных КПД представляют собой параболы. При общем КПД насоса (с учетом механических потерь в сальниках и подшипниках) эти кривые искажаются и не соответствуют форме параболы. Универсальная характеристика позволяет по одному графику определить параметры насоса при изменении частоты вращения его вала.

Чтобы определить рабочий режим насоса при его работе на определённый трубопровод необходимо построить рабочую характеристику сети. **Рабочая характеристика сети** – это график, отражающий зависимость напора в сети от подачи в сети. Этот график строится по математической формуле вида:

$$H = H_{\text{ст}} + kQ^2, \quad (1.29)$$

где $H_{\text{ст}}$ – статический напор;

kQ^2 - удельная энергия, которая позволяет жидкости перемещаться по сети за счёт преодоления гидравлических сопротивлений.

Статический напор выражает удельную энергию, за счёт которой жидкость поддерживается в сети, но не перемещается по ней. Второе слагаемое выражает удельную энергию, которая позволила бы жидкости перемещаться по сети за счёт преодоления гидравлических сопротивлений. С помощью рабочей характеристики сети можно выбрать конкретную конструкцию насоса или спрогнозировать рабочие параметры насоса. Точка пересечения графиков характеристик сети и насоса называется рабочей точкой, её координаты соответствуют рабочей подаче и рабочему напору насоса (рис. 1.24).

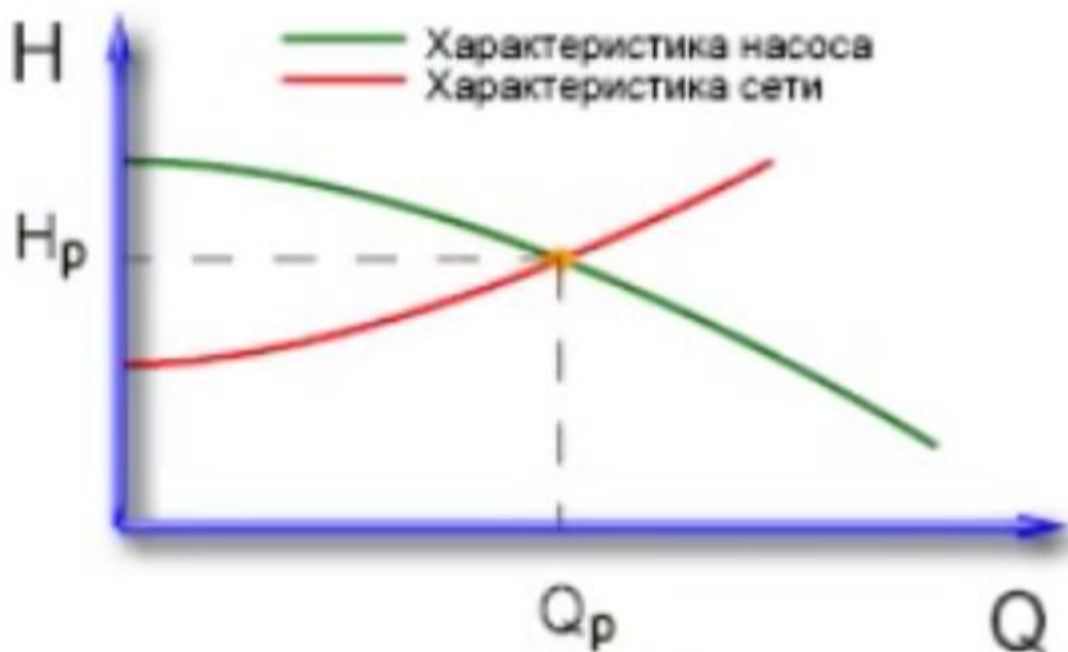
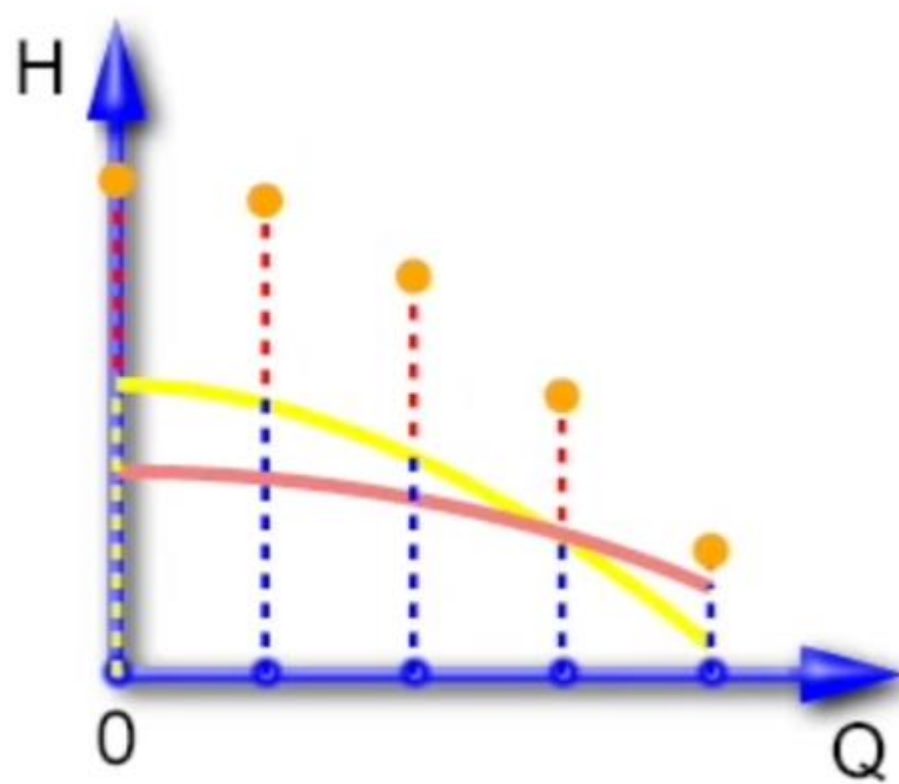
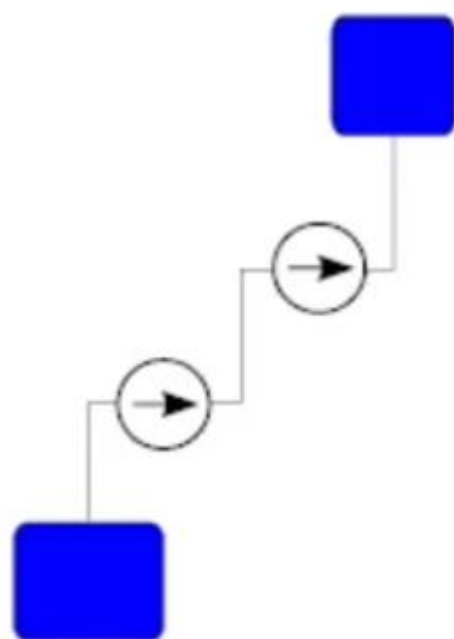


Рисунок 6 Определение рабочих параметров насоса

Широко используется совместная работа центробежных насосов в одну линию. Для этого насосы могут быть соединены параллельно - для увеличения подачи, или последовательно - для увеличения напора. Последний метод широко используется при создании многоступенчатых центробежных насосов, развивающих высокое давление.

Последовательная работа насосов применяется при необходимости увеличить напор жидкости, подаваемой в нагнетательный трубопровод. При этом первый насос (рис. 1.25, а) подает жидкость на прием второго насоса. Второй насос нагнетает ее в трубопровод. Таким образом, через оба насоса проходит одинаковое количество жидкости, которая подается в нагнетательный трубопровод с напором, равным сумме напоров этих насосов (рис. 1.25, б). При последовательной работе насосов подача первого насоса должна быть равной подаче второго или несколько большей (в пределах рабочей области второго насоса), а напор в начале нагнетательного трубопровода должен быть допустимым для второго насоса по условию сохранения его прочности.



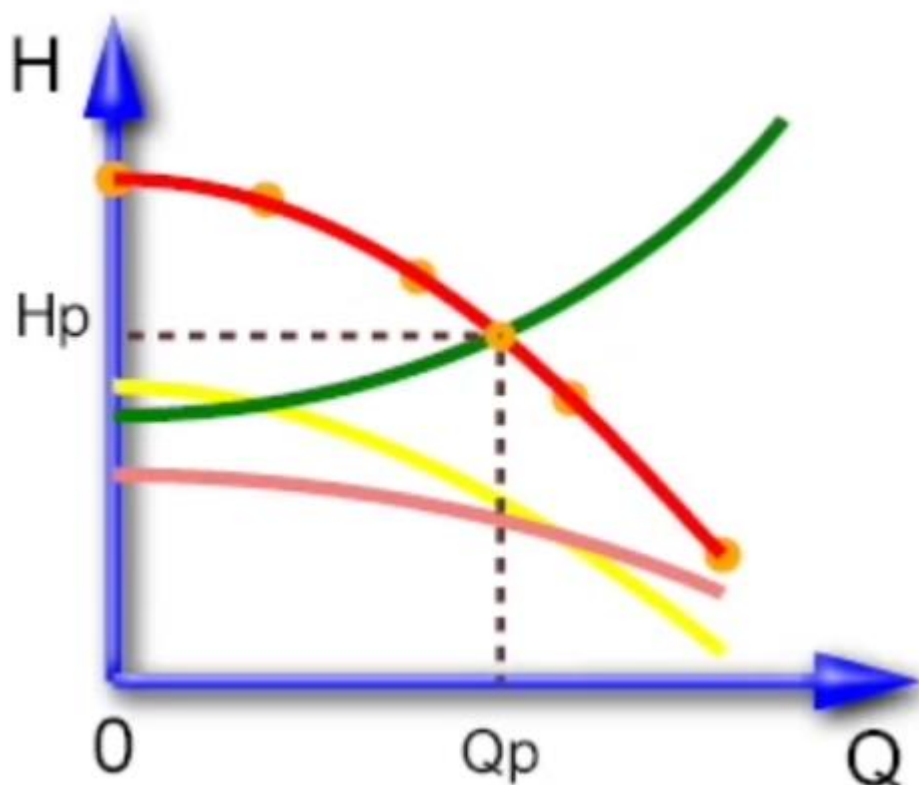


Рисунок 7 Последовательное соединение насосов

Наиболее часто насосы работают параллельно (насосные станции водоподъема, перекачки нефти, нагнетание воды в пласт). Такие насосы обычно устанавливают в одной насосной. Они могут иметь разные характеристики. Рассмотрим упрощенный случай работы двух насосов, близкий к практическим задачам, когда можно пренебречь сопротивлением всасывающей части системы и напорных трубопроводов до узловой точки. При параллельной работе насосов подача их складывается, а напоры равны. Для получения суммарной их характеристики необходимо сложить абсциссы характеристик обоих насосов при равных ординатах (напорах) (рис. 1.26).

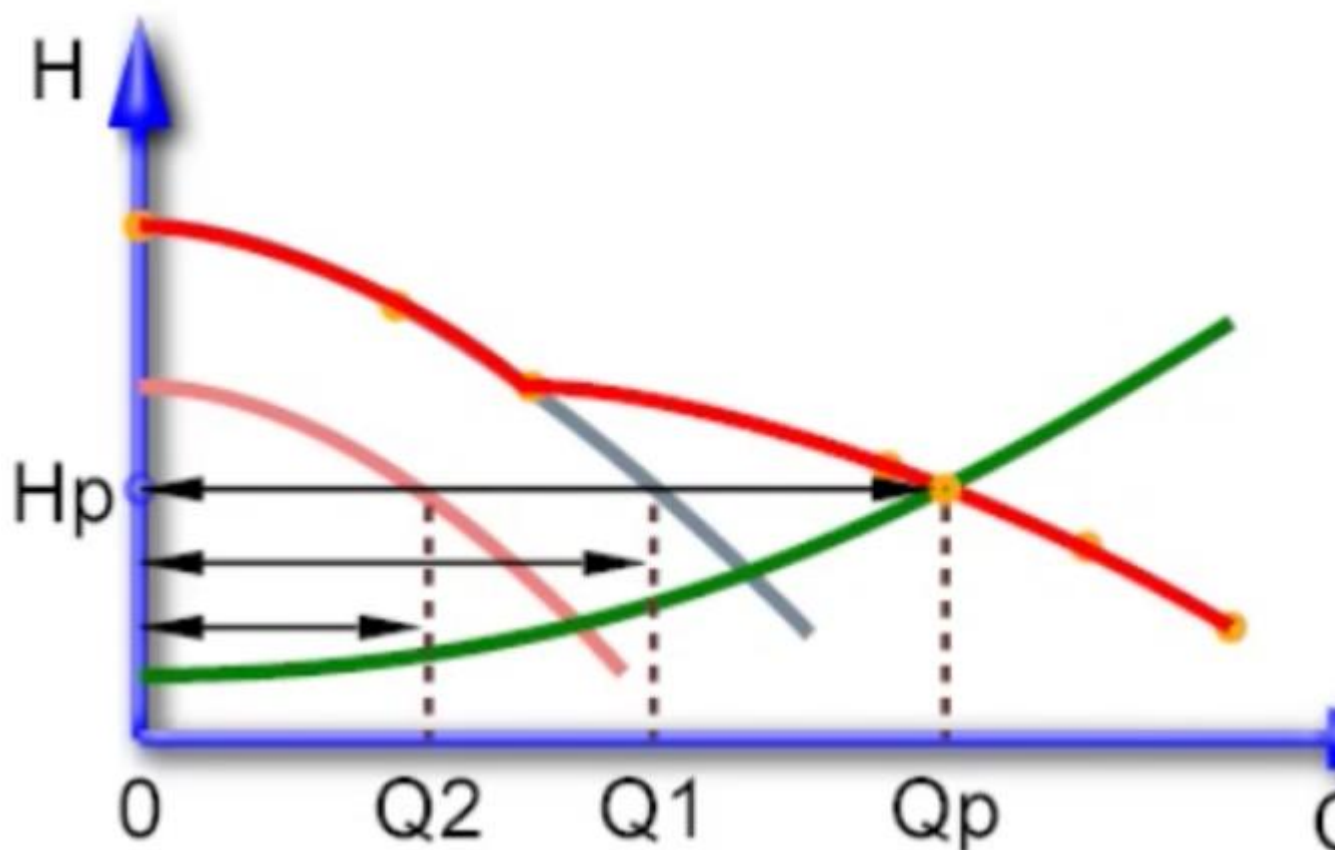


Рисунок 8 Параллельное соединение насосов

При параллельной работе двух насосов возможен режим их работы, при котором напор одного из них превысит напор другого в его режиме нулевой подачи. Тогда один насос будет нагнетать жидкость через другой в сторону его приема. Такая работа возможна, например, при возрастании давления в нагнетательном трубопроводе и в случае запуска одного из насосов при открытой задвижке на его выкиде и при работающем втором насосе. Поэтому необходимо для параллельной работы подбирать насосы так, чтобы рабочий напор не превышал напора при нулевой подаче одного из насосов.

Рекомендуется подбирать насосы для параллельной работы с возможно близкими напорами при нулевой подаче. Для предотвращения перекачки жидкости одним насосом через другие необходимо у выкидов насосов устанавливать обратные клапаны.

Во время эксплуатации насоса на рабочее колесо действует осевая сила — результат воздействия потока жидкости на внутреннюю и наружную поверхности этого колеса. Осевая сила может быть значительной и в аварийной ситуации вызывать смещение рабочего колеса, нагрев подшипников, а при смещении ротора — соприкосновение колеса с неподвижными частями корпуса, в результате чего происходят истирание стенок рабочего колеса и поломка насоса.

Для уравнивания осевой силы в одноступенчатых насосах применяют:

- рабочие колеса с двусторонним входом;
- взаимно противоположное расположение рабочих колес;
- отверстия в рабочем колесе и уплотнение на нем со стороны нагнетания;

- разгрузочную камеру, сообщающуюся с областью всасывания с помощью трубки или через отверстия в заднем диске; недостаток камеры — снижение к. п. д. насоса на 4 - 6%;
- радиальные ребра, уменьшающие воздействие осевой силы за счет снижения давления жидкости на заднем диске;
- упорные подшипники.

Для уравнивания осевого усилия в многоступенчатых насосах используют:

- рабочие колеса при соответствующей системе подвода жидкости от колеса к колесу;
- рабочие колеса с дисками различного диаметра (увеличивают диаметр переднего диска или уменьшают диаметр заднего диска);
- автоматическую гидравлическую пяту (рис. 1.27), установленную за последней ступенью насоса.

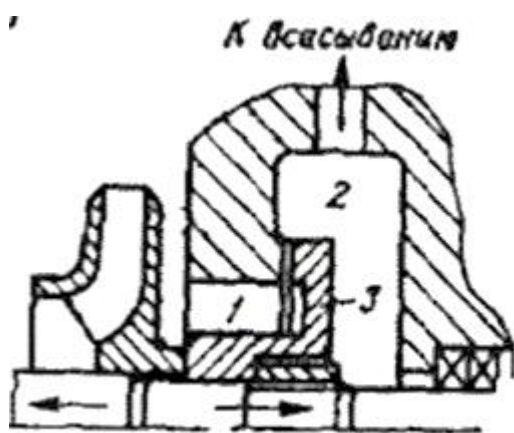


Рисунок 9 Схема узла гидропяти:

1- камера с давлением нагнетания; 2 – разгрузочная камера; 3 – диск гидропяти

Практическое занятие № 42. «Выбор оборудования КС с ЦН».

Расчет режима работы КС с использованием приведенных характеристик нагнетателей основан на методике, изложенной в ОНТП-51-1-85. Сам метод расчета является академическим и используется как для расчетов при проектировании газопроводов, так и в существующих программах по расчету фактически работающих газотранспортных систем. К сожалению, из-за разброса по техническому состоянию ГПА в пределах цеха невозможно определить подачу каждой группы нагнетателей. Таким образом метод может быть использован для расчета КС только при одинаковом техническом состоянии как приводов, так и нагнетателей. Он сводится к определению режима работы центробежных нагнетателей: приведенной объемной подачи $[Q_{об}]_{пр}$, приведенной частоты вращения ротора $[n/n_n]_{пр}$, мощности на валу привода N , степени сжатия ε , политропического к. п. д. $\eta_{пол}$. На рис. 5.3-5.16 изображены приведенные характеристики основных центробежных нагнетателей.

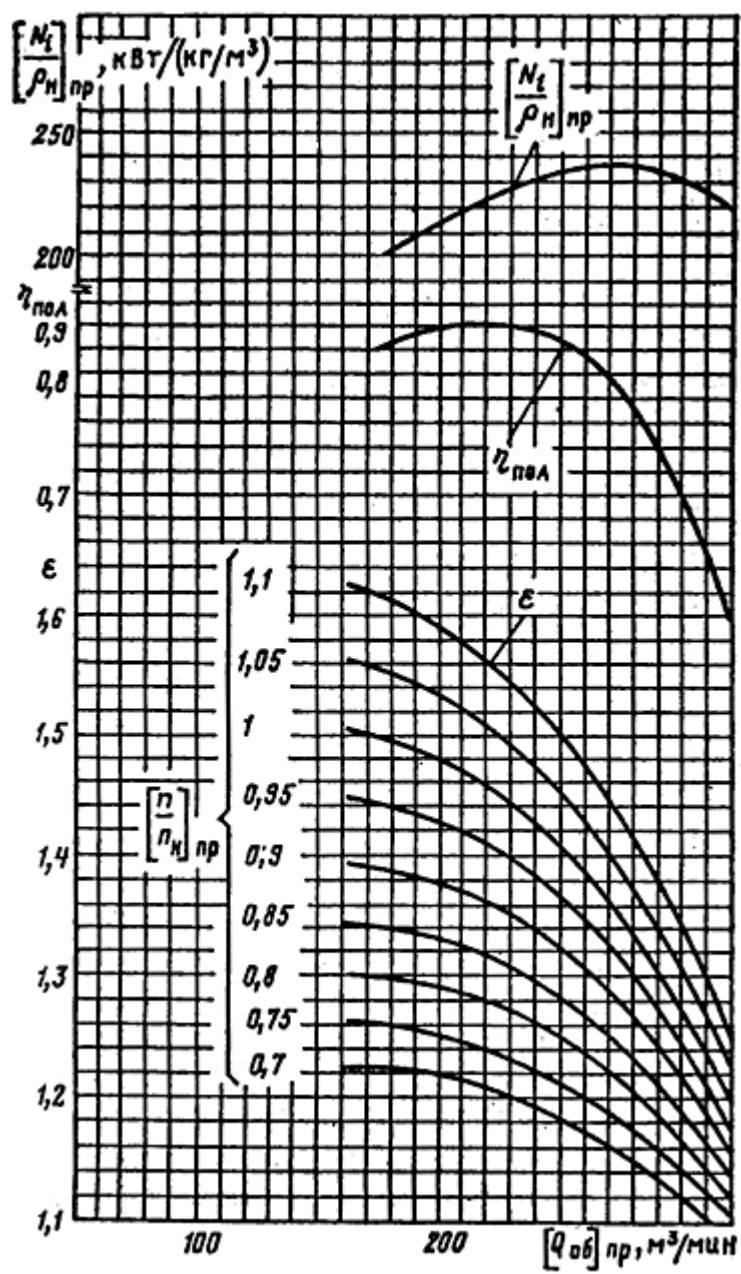


Рис. 10. Приведенные характеристики нагнетателя 235-21-1 при $[T_n]_{пр} = 288 K$; $z_{пр} = 0,888$;
 $R_{пр} = 503,16 \text{ Дж}/(кг \cdot K)$

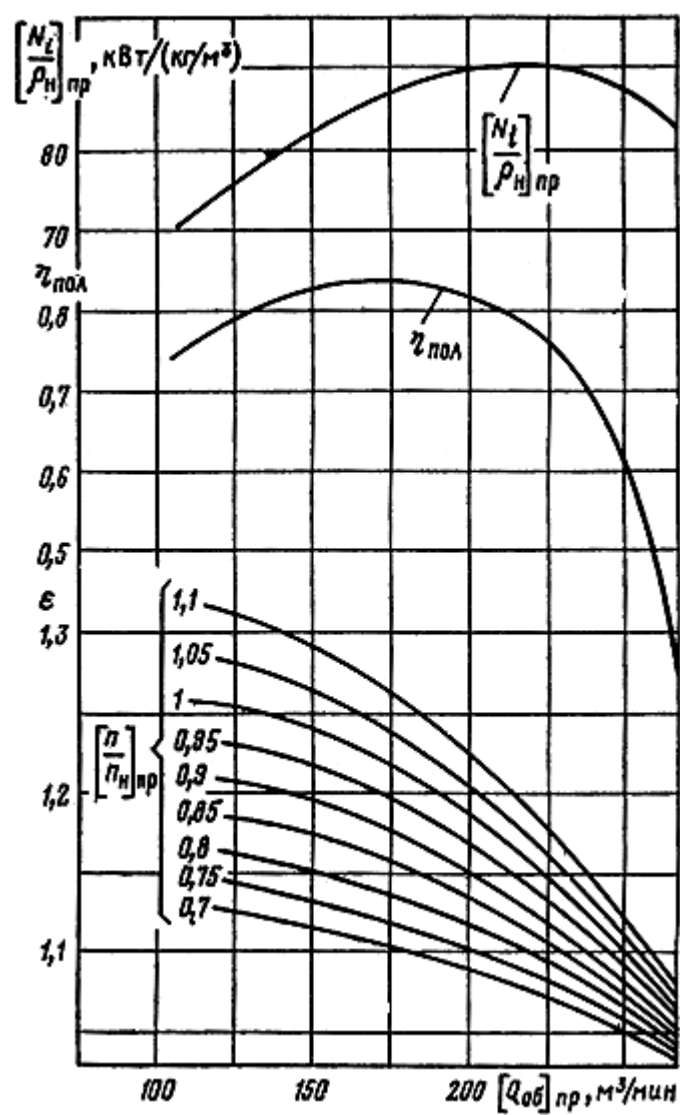


Рис. 11. Приведенные характеристики нагнетателя 280 с рабочим колесом диаметром 564 мм

(гиперболический покрывающий диск, число лопаток 10) при $[T_H]_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,91$;
 $R_{пр} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

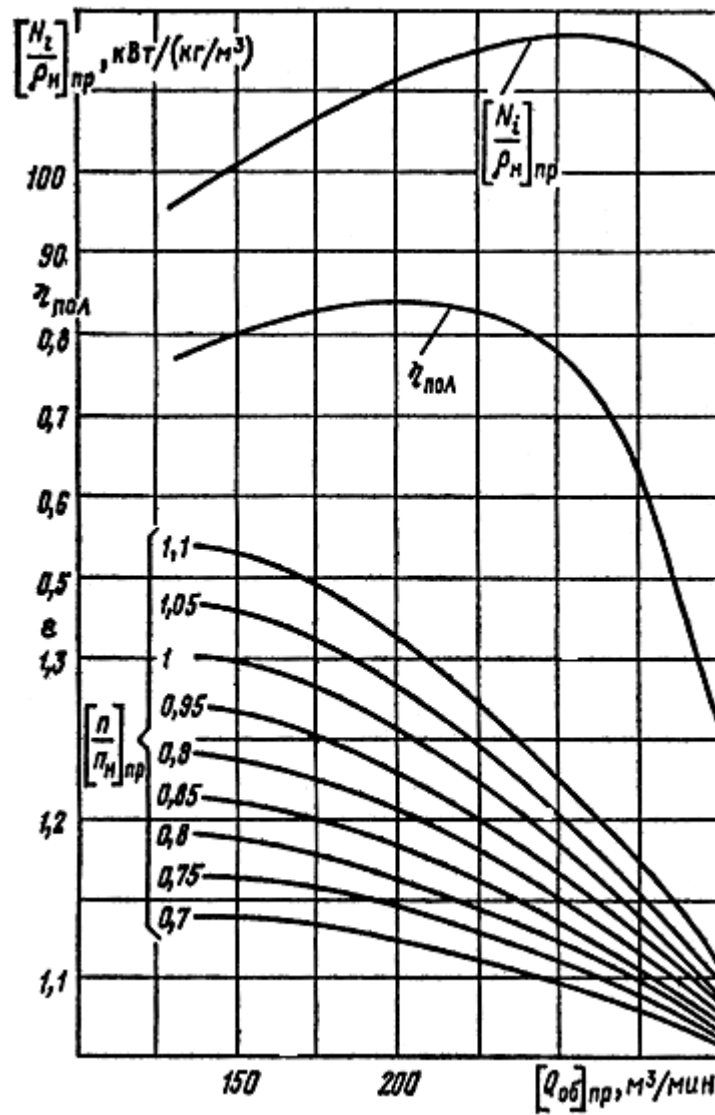


Рис. 12. Приведенные характеристики нагнетателя 280 с рабочим колесом диаметром 590 мм (гиперболический покрывающий диск, число лопаток 14) при $[T_H]_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,91$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

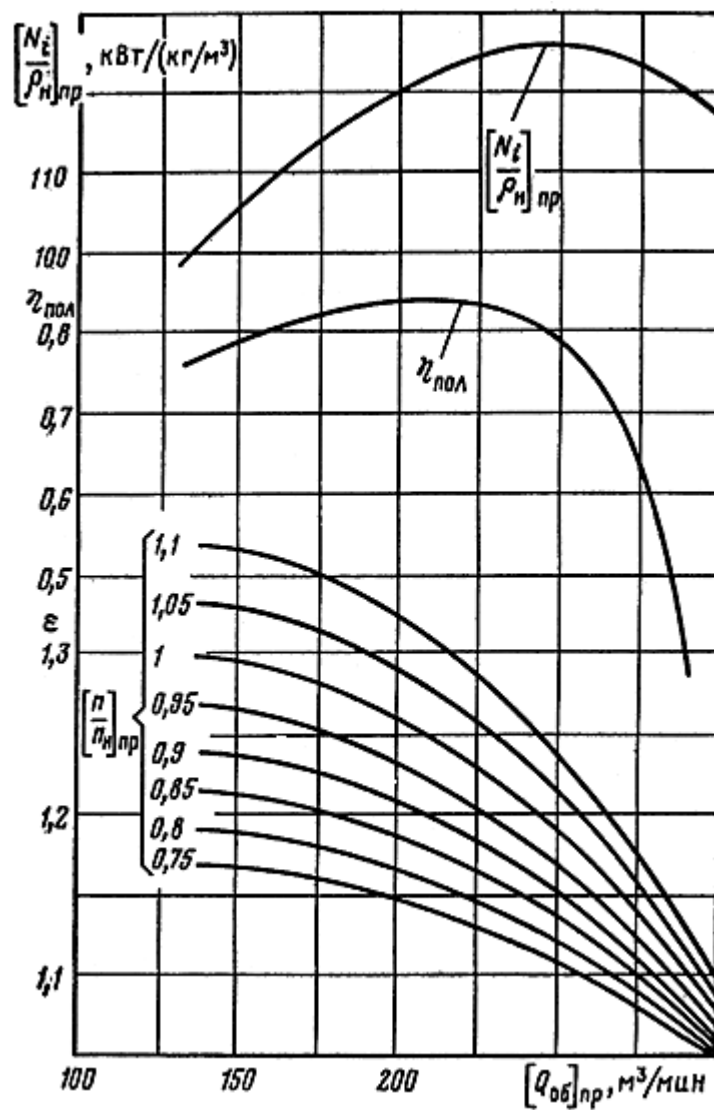


Рис. 13. Приведенные характеристики нагнетателя 280 с рабочим колесом диаметром 600 мм (гиперболический покрывающий диск, число лопаток 14) при $[T_n]_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,91$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

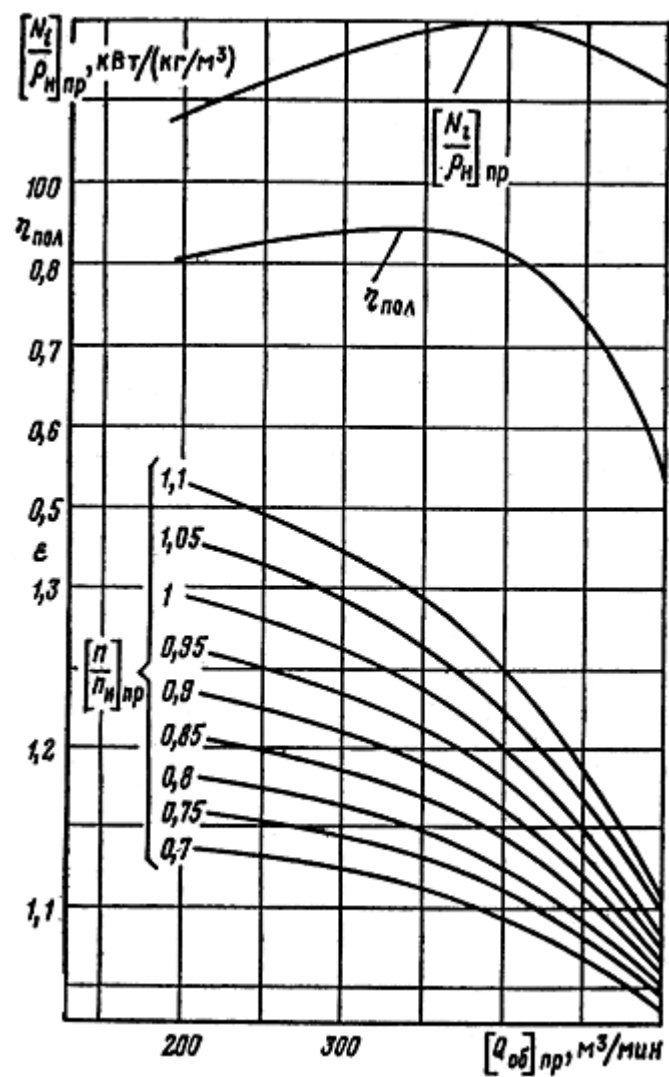


Рис. 14. Приведенные характеристики нагнетателя Н-300-1,23 при $T_{\text{н}}|_{\text{пр}} = 288 \text{ K}$;
 $z_{\text{пр}} = 0,91$; $R_{\text{пр}} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

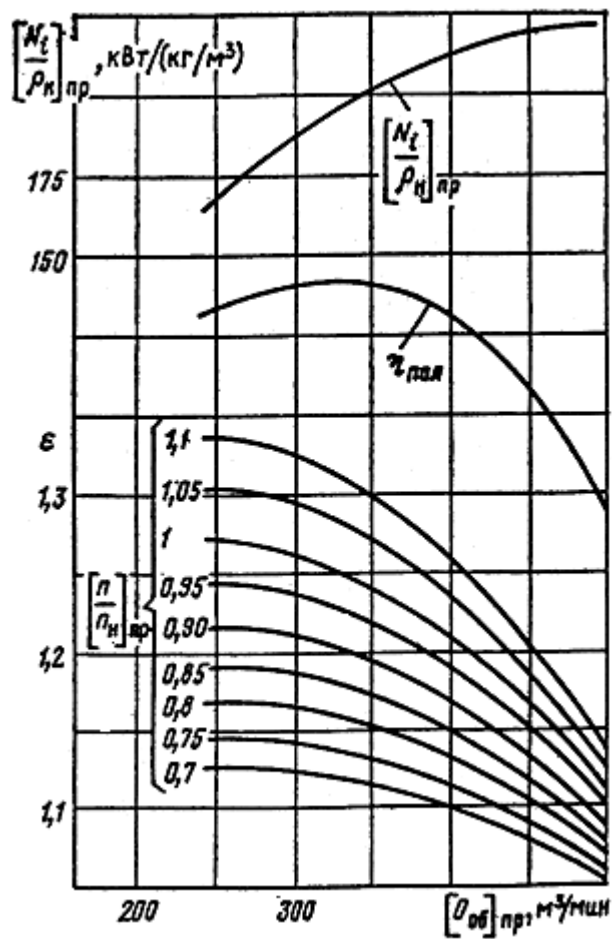


Рис. 15. Приведенные характеристики нагнетателя 370-14-1/370-15-1 при $\left[T_n\right]_{пр} = 280 \text{ K}$;
 $z_{пр} = 0,91$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

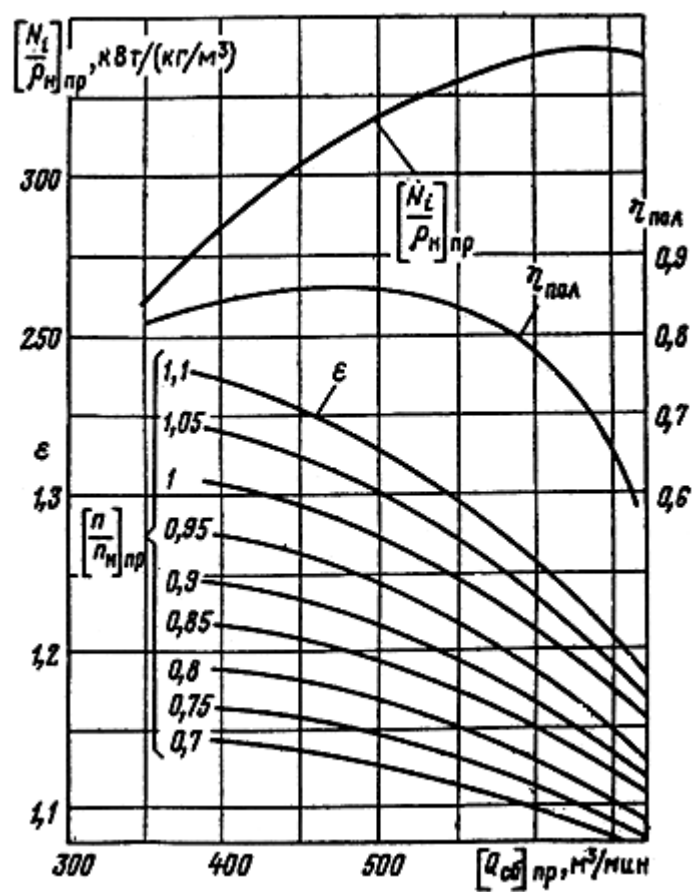


Рис. 16. Приведенные характеристики нагнетателя 520-12-1 при $T_{н|пр} = 293 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,91$;
 $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг·K)}$

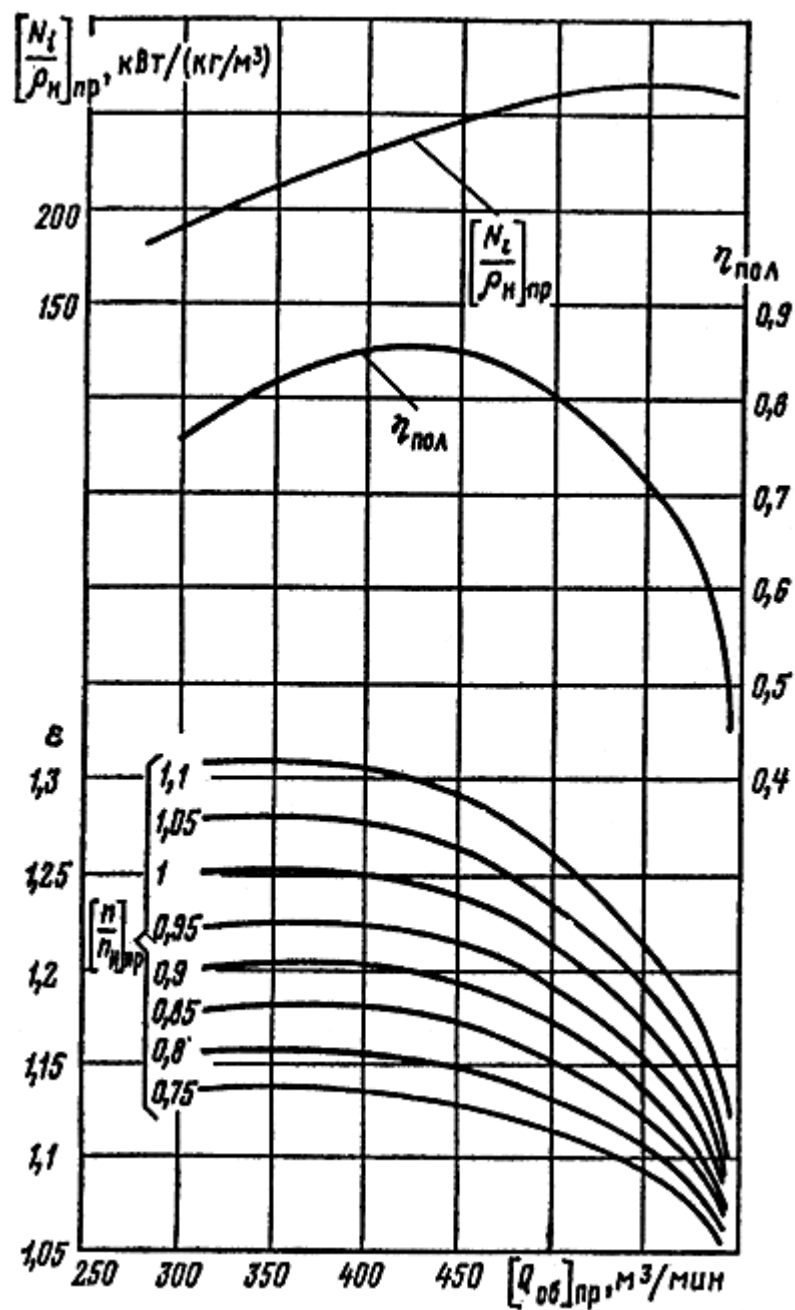


Рис. 17. Приведенные характеристики нагнетателя 370-18-1 при $[T_H]_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,9$;
 $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

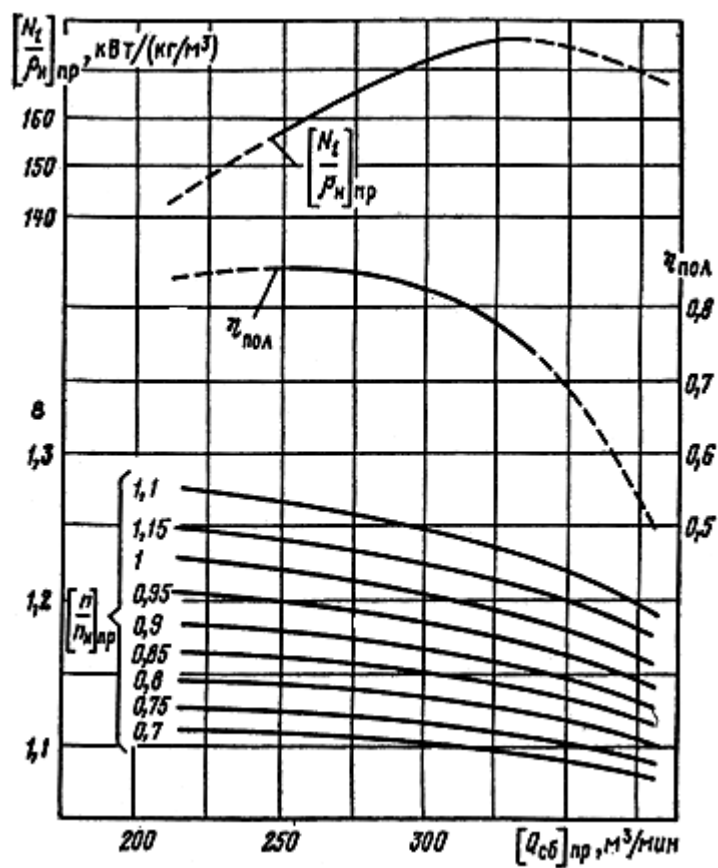


Рис. 18. Приведенные характеристики нагнетателя 370-18-1 с зауженным колесом при $[T_n]_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,885$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг·K)}$

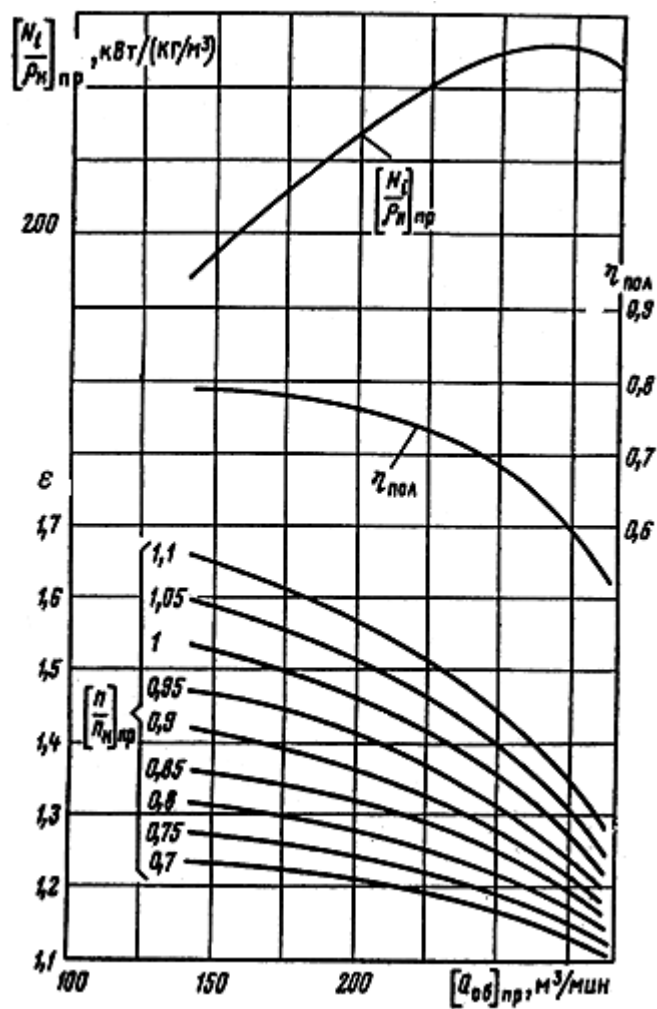


Рис. 19. Приведенные характеристики нагнетателя ГПА-Ц-6,3 при $T_n|_{\text{пр}} = 288 \text{ K}$; $z_{\text{пр}} = 0,9$;
 $R_{\text{пр}} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

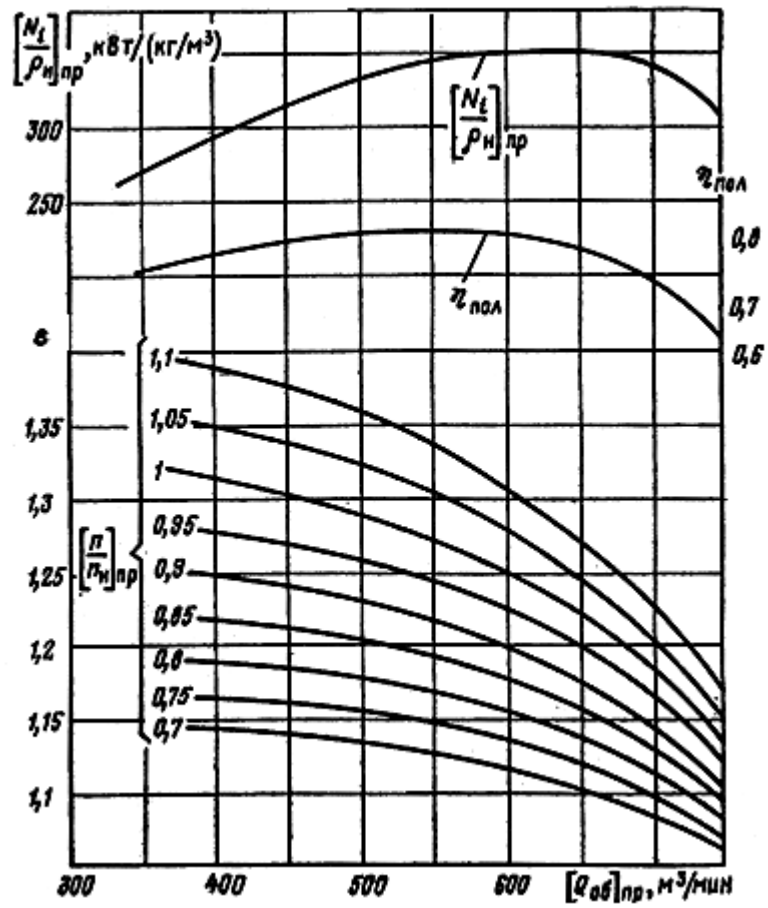


Рис. 20. Приведенные характеристики нагнетателя Н-16-76/1,25 при $\left[T_n\right]_{pr} = 288 \text{ K}$;
 $z_{pr} = 0,9$; $R_{pr} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

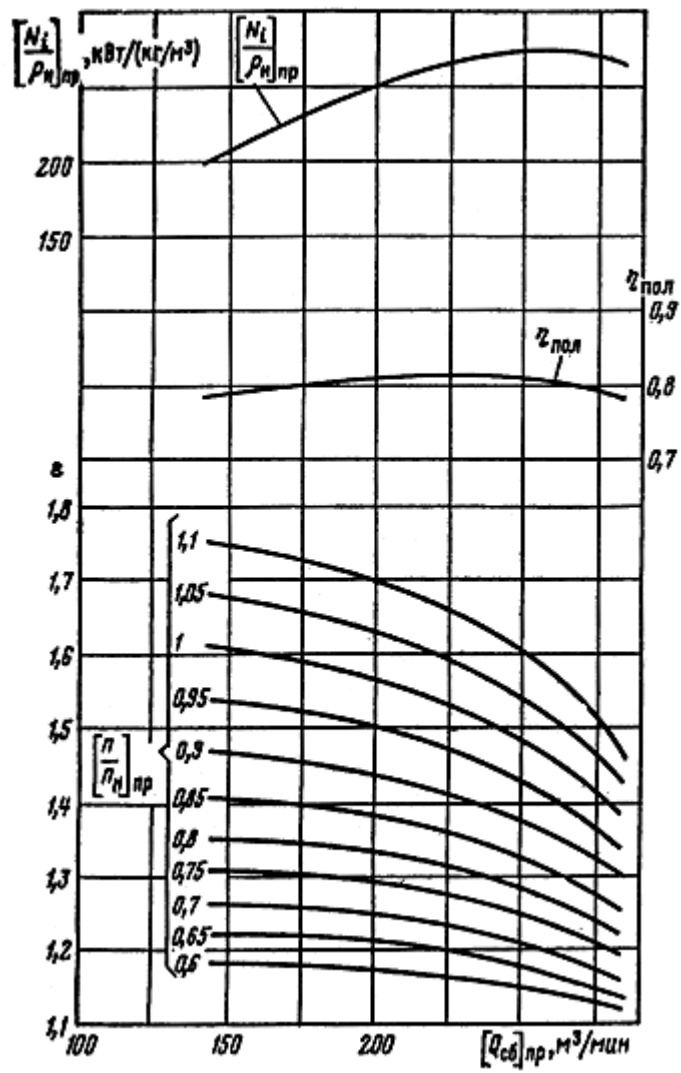


Рис. 21. Приведенные характеристики нагнетателя PCL-802/24 при $[T_n]_{пр} = 288 \text{ К}$;
 $z_{пр} = 0,9$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

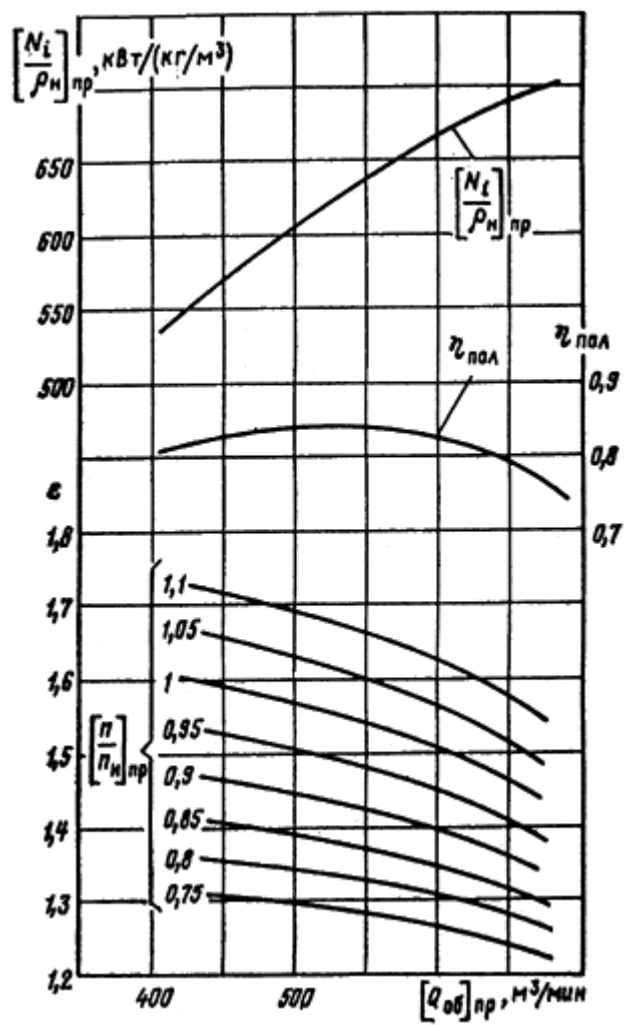


Рис. 22. Приведенные характеристики нагнетателя PCL-1002 при $T_H|_{пр} = 288 \text{ K}$; $z_{пр} = 0,9$; $R_{пр} = 490 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$

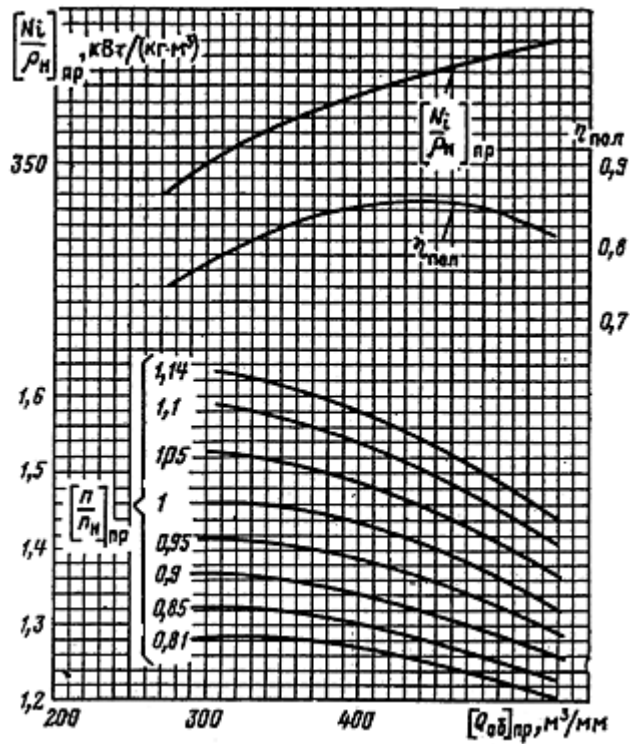


Рис. 23. Приведенные характеристики нагнетателя ГПА-Ц-16/76 при $[T_n]_{пр} = 288 \text{ K}$;
 $z_{пр} = 0,901$; $R_{пр} = 505,8 \text{ Дж/(кг·K)}$

При расчете КС определяются необходимые величины в следующей последовательности.

1. Газовая постоянная, $R_{\text{г}} = R / \Delta_v$, Дж/(кг·K), где $R = 286,8 \text{ Дж/(кг·K)}$ - газовая постоянная воздуха; Δ_v - относительная плотность по воздуху.
2. Коэффициент сжимаемости z природного газа от приведенных давления и температуры (рис. 5.17).

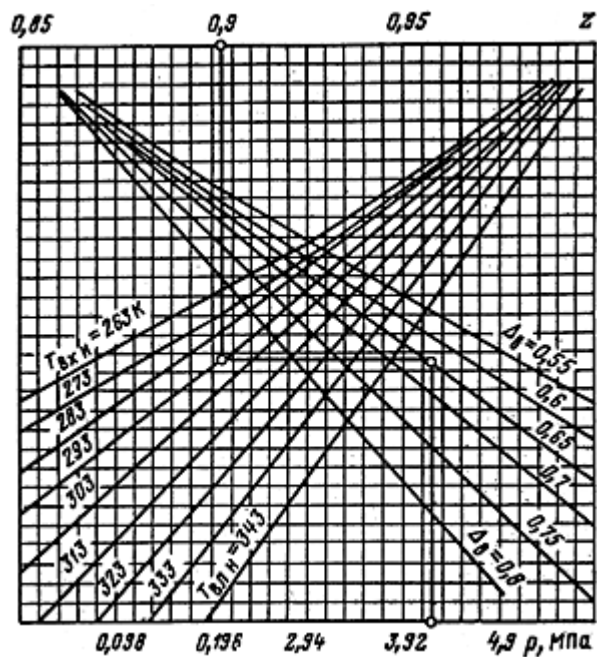


Рис. 24. Номограмма для определения коэффициента сжимаемости газа z по давлению P , температуре $T_{\text{вх.н}}$ и относительной плотности Δ_v

Последовательность определения: $p \rightarrow \Delta_v \rightarrow T_{\text{вх.н}} \rightarrow z$

3. Плотность газа при 20 °С и 0,1013 МПа, кг/м³:

$$\rho_n = \Delta_v \cdot 1,205,$$

где 1,205 кг/м³ - плотность воздуха при 20 °С и 0,1013 МПа.

4. Плотность газа при всасывании, кг/м³: $\rho = p_{\text{вх}} \cdot 10^6 / (zRT)$, где $p_{\text{вх}}$, T - абсолютные давление и (в МПа) температура (в К) при всасывании.

5. Коммерческая подача группы нагнетателей, млн. м³/сут: $Q_k = Q_{\text{кКС}} / m$, где $Q_{\text{кКС}}$ - коммерческая подача КС, оборудованной однотипными агрегатами, млн. м³/сут; m - число параллельно работающих групп.

6. Объемная подача нагнетателя первой ступени, м³/мин:

$$Q_{\text{об}} = Q_k \rho_n / (1440 \cdot \rho).$$

Для экспресс-расчетов, когда известны подача центробежного нагнетателя, температура и давление на входе в нагнетатель, при определении объемной подачи целесообразно пользоваться номограммой, изображенной на рис. 5.18.

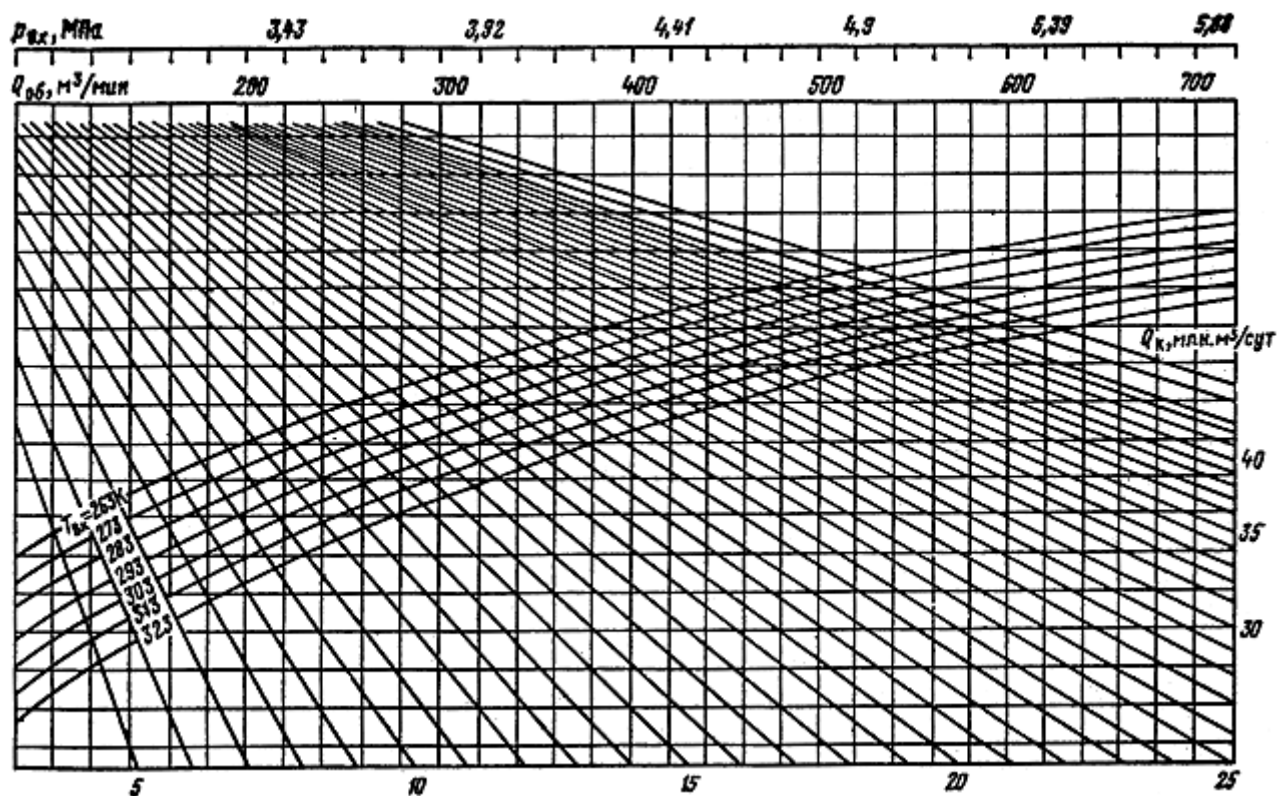


Рис. 25. Номограмма для расчета объемной подачи $Q_{об}$ нагнетателей при $R_{пр} = 478 \text{ Дж/(кг K)}$; $\Delta_b = 0,6$.

Последовательность определения: $p_{вх} \rightarrow Q_k \rightarrow Q_{об}$

7. Приведенная объемная подача, $\text{м}^3/\text{мин}$: $[Q_{об}]_{пр} = (n_n / n) Q_{об}$, где n_n - номинальная частота вращения ротора нагнетателя, об/мин; n - фактическая частота вращения ротора, об/мин.

8. Приведенная частота вращения:

$$\left[\frac{n}{n_n} \right]_{пр} = \frac{n}{n_n} \sqrt{\frac{z_{пр} R_{пр} [T_n]_{пр}}{zRT}},$$

где $z_{пр}$, $R_{пр}$, $[T_n]_{пр}$ - параметры газа, для которых составлена характеристика нагнетателя.

9. Степень сжатия ϵ и приведенная относительная мощность $[N_i / \rho]_{пр}$ центробежного нагнетателя по найденным значениям приведенной объемной подачи и приведенной частоты вращения по характеристикам нагнетателя.

10. Внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем, кВт:

$$N_i = [N_i / \rho_n]_{пр} \rho (n / n_n)_{пр}^3.$$

11. Мощность на муфте привода, кВт: $N = N_i + N_{\text{мех}}$, где $N_{\text{мех}}$ - механические потери, для газотурбинного привода $N_{\text{мех}} = 100$ кВт, для электропривода $N_{\text{мех}} = 150$ кВт.

12. Давление на выходе нагнетателя, МПа: $P_{\text{вых}} = P_{\text{вх}} \epsilon$.

13. Температура на выходе нагнетателя

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} \epsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{\text{пол}}}},$$

где $k = 1,31$; $\eta_{\text{пол}}$ - политропический к. п. д. нагнетателя.

Расчет второй ступени выполняется аналогично. Температура на входе второй ступени принимается равной температуре нагнетания первой ступени. Давление на входе второй ступени: $P_{\text{вх}} = P_{\text{вых}} - (0,015 \div 0,025)$, где $P_{\text{вых}}$ - давление нагнетания первой ступени, МПа; $(0,015 \div 0,025)$ МПа - потери в обвязке между первой и второй ступенью.

Пример 5.1. Рассчитать режим работы КС, перекачивающей газ в объеме $65 \text{ млн. м}^3/\text{сут.}$

Абсолютное давление на входе нагнетателей составляет $P_{\text{вх}} = 3,72$ МПа, температура 290 К. Компрессорная станция работает двумя параллельными группами с нагнетателями типа 520 с приводом от газовой турбины ГТК-10. Относительная плотность перекачиваемого газа $\Delta = 0,6$. Фактическая частота вращения ротора нагнетателя 4600 об/мин.

Решение

Газовая постоянная: $R = \frac{286,8}{0,6} = 478 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К).}$

По номограмме (см. рис. 5.17) $z = 0,919$.

Плотность газа при $20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $0,1013 \text{ МПа}$ $\rho_n = 0,6 \cdot 1,205 = 0,723 \text{ кг/м}^3$.

Плотность газа при всасывании

$$\rho = \frac{3,72 \cdot 10^6}{0,919 \cdot 290 \cdot 478} = 29,2 \text{ кг/м}^3.$$

Подача одной группы последовательно включенных нагнетателей

$$Q_k = 65\,000\,000/2 = 32\,500\,000 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Объемная подача нагнетателя первой ступени

$$Q_{\text{об}} = 32\,500\,000 \cdot 0,724 / (1440 \cdot 29,2) = 561,5 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Приведенная объемная подача нагнетателя первой ступени

$$[Q_{об}]_{пр} = (4800/4600) \cdot 561,5 = 586 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Приведенная частота вращения

$$\frac{n}{n_{н\text{ гр}}} = \frac{4600}{4800} \sqrt{\frac{0,91 \cdot 490 \cdot 293}{0,919 \cdot 478 \cdot 290}} = 0,968,$$

где 0,91, 490 и 293 - значения приведенных величин по графику на рис. 5.9.

По графику на рис. 5.9 степень сжатия $\varepsilon = 1,21$, приведенная относительная внутренняя мощность $[N_i / \rho]_{пр} = 337 \text{ кВт}/(\text{кг} \cdot \text{м}^3)$, $\eta = 0,82$.

Внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем: $N_i = 337 \times 29,1 \cdot 0,968^3 = 8895 \text{ кВт}$.

Мощность на валу привода $N = 8895 + 100 = 8995 \text{ кВт}$.

Давление на выходе нагнетателя первой ступени $P_{вых} = 3,8 \times 1,21 = 4,6 \text{ МПа}$.

Температура газа на выходе первой ступени

$$T_{вых} = 290 \cdot 1,21^{\frac{1,31-1}{1,31 \cdot 0,82}} = 306 \text{ К}.$$

Расчет режима работы второй ступени нагнетания выполняется аналогично расчету режима работы первой ступени

Практическое занятие № 43. «Расчет режима работы ГПА».

На компрессорных станциях предполагается установка газотурбинных агрегатов ГПА-Ц-6,3, оборудованных центробежными нагнетателями Н-300-1,23

Основные параметры центробежного нагнетателя

Тип ЦН	Q_n , млн.м ³ /сут	Давление (абс.), МПа	ε	Приведенные параметры	n_n , мин ⁻¹
$P_{вс}$	$P_{наг}$	$Z_{пр}$	$R_{пр}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$T_{пр}, \text{ К}$	
Н-300-1,23	19,0	3,63	5,49	1,23	0,910 490,5

Типа Н-300-1,23 при номинальном режиме работы

Техническая характеристика ГПА с газотурбинным приводом типа ГПА-Ц-6,3

Тип ГТУ	N_e^H , кВт	$T_{возд}^H$, К	k_N	k_t	Частота вращения силового вала, мин ⁻¹
	n_{min}	n_{max}			
ГПА-Ц-6,3			0,95	1,3	

По результатам теплового и гидравлического расчета линейного участка определим давление $P_{вс}$ и температуру $T_{вс}$ газа на входе в центробежный нагнетатель:

$$P_{вс} = P_K - \Delta P_{вс} = 3,918 - 0,12 = 3,798 \text{ МПа}; \quad T_{вс} = T_K = 284,65 \text{ К}$$

3.1. Вычисляем при $P = P_{вс}$ и $T = T_{вс}$ значения давления и температуры, приведенные к условиям всасывания

$$P_{пр} = \frac{3,798}{4,531} = 0,8362;$$

$$T_{пр} = \frac{284,65}{203,67} = 1,398$$

3.2. Рассчитываем коэффициент сжимаемости газа при условиях всасывания

$$Z_{вс} = 1 - \frac{0,0241 \cdot 0,8362}{1 - 1,68 \cdot 1,398 + 0,78 \cdot 1,398^2 + 0,0107 \cdot 1,398^3} = 0,897.$$

3.3. Определяем плотность газа $p_{вс}$, требуемое количество нагнетателей m_H и производительность нагнетателя при условиях всасывания $Q_{вс}$

$$p_{вс} = p_{ст} \frac{P_{вс} \cdot T_{ст} \cdot Z_{ст}}{P_{ст} \cdot T_{вс} \cdot Z_{вс}} = 0,748 \cdot \frac{3,798 \cdot 285 \cdot 1}{0,748 \cdot 284,5 \cdot 0,897} = 30,098 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$m_H = \frac{17,66}{19} = 0,92 \approx 1 \text{ нагнетатель};$$

$$Q_{вс} = \frac{Q_{кв}}{24 \cdot 60 \cdot m_H} \cdot \frac{p_{ст}}{p_{вс}} = \frac{17,66 \cdot 10^6}{24 \cdot 60 \cdot 1} \cdot \frac{0,748}{30,098} = 304,14 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}.$$

3.4. Задаваясь несколькими значениями оборотов ротора в диапазоне возможных частот

вращения ГПА, определяем $Q_{пр}$ и $\left[\frac{n}{n_H} \right]_{пр}$. Результаты вычислений приведены в нижней таблице.

Частота вращения n , мин ⁻¹	$\frac{n}{n_H}$	$\frac{n_H}{n}$	$Q_{пр} = \frac{n_H}{n} \cdot Q_{вс}$	$\left[\frac{n}{n_H} \right]_{пр} = \frac{n}{n_H} \cdot \sqrt{\frac{Z_{пр} \cdot R_{пр} \cdot T_{пр}}{Z_{вс} \cdot R \cdot T_{вс}}}$
0,933	1,071	231,6	0,970	

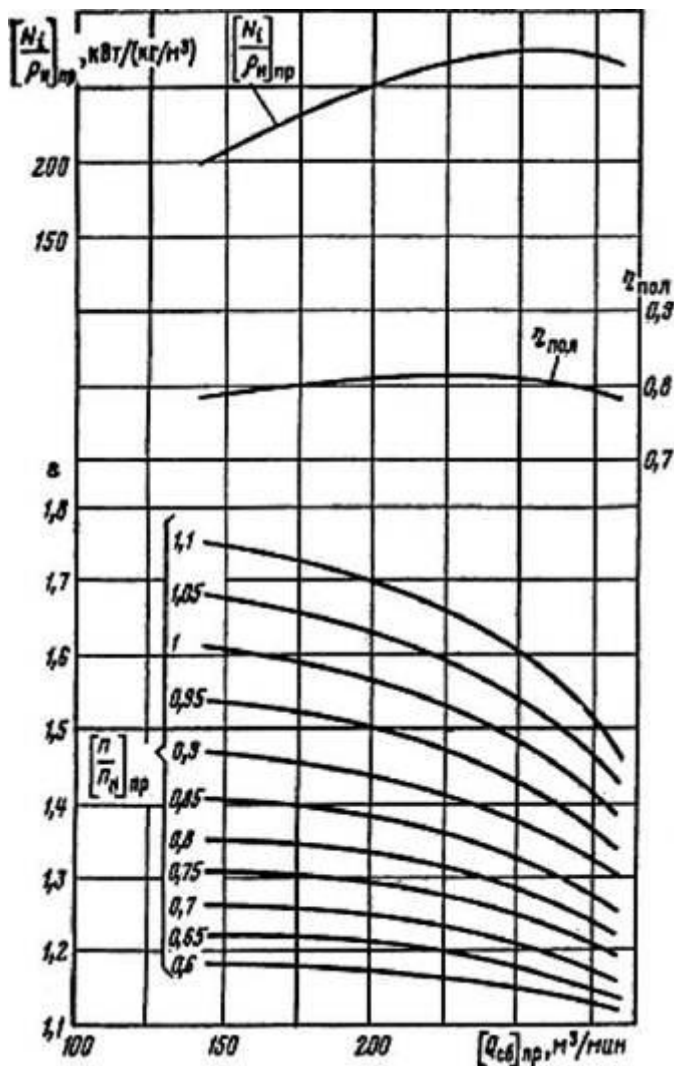
0,949	1,053	227,7	0,987
0,967	1,035	223,8	1,006

Полученные точки $Q_{пр}$ и $\left[\frac{n}{n_n}\right]_{пр}$ наносим на характеристику нагнетателя и соединяются линией режима

3.5. Вычисляем требуемую степень повышения давления, ϵ .

$$\epsilon = \frac{P_{наг}}{P_{вс}} = \frac{5,5}{3,798} = 1,448$$

3.6. По характеристикам нагнетателя определяем расчетные значения приведенных параметров



3.7. По характеристике нагнетателя определяем расчетные значения приведенных параметров. Проведем из $\epsilon=1,448$ горизонтальную линию до линии режимов от точки пересечения опустим перпендикулярно найдем значение $Q_{пр}=238$, аналогично найдем

$$\eta_{пол}=0,815 \text{ и } \left[\frac{N_i}{\rho_{вс}}\right]_{пр} = 269 \text{ кВт}/\left(\frac{кг}{м^3}\right)$$

3.8. Определим расчетную частоту вращения вала нагнетателя

$$n = \frac{Q_{вс}}{Q_{пр}} \cdot n_H = \frac{304,14}{238} \cdot 6150 = 5587 \text{ мин}^{-1}$$

3.9. Рассчитываем по формуле внутреннюю мощность, потребляемую ЦН

$$N_i = \rho_{вс} \cdot \left[\frac{N_i}{\rho_{вс}} \right]_{пр} \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^3$$

$$N_i = 30,098 \cdot 269 \cdot \left(\frac{5587}{6150} \right)^3 = 6070 \text{ кВт.}$$

3.10. С учетом, что механические потери мощности составляют 1% от номинальной мощности ГТУ определяем мощность на муфте привода

$$N_e = 6070 + 63 = 6133 \text{ кВт.}$$

3.11. Вычисляем располагаемую мощность ГТУ

$$N_e^P = N_e^H \cdot k_N \cdot k_{ОБЛ} \cdot k_y \cdot \left(1 - k_t \cdot \frac{T_{возд} - T_{возд}^H}{T_{возд}} \right) \cdot \frac{p_a}{0,1013}$$

$$N_e^P = 6300 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(1 - 1,3 \cdot \frac{278 - 288}{278} \right) \cdot 1 = 6265 \text{ кВт}$$

3.12. Проверяем условие $N_e \leq N_e^P$. Условие $6133 < 6265$ выполняется.

3.13. Рассчитываем температуру газа на выходе ЦН

$$T_{наг} = T_{вс} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{пол}}},$$

$$T_{наг} = 284,65 \cdot 1,448^{\frac{1,31-1}{1,31 \cdot 0,815}} = 317,4 \text{ К.}$$

Заключение

В данном курсовом проекте был произведен технологический расчёт магистрального газопровода и расчет режимов работы компрессорной станции. Плановый объем транспортируемого газа $Q_g = 5,8$ млрд. м³/год; протяженность газопровода составляет $L = 500$ км. В ходе расчета были получены следующие результаты:

1. Рабочее давление в газопроводе $P = 7,4$ МПа. Для строительства газопровода приняли трубы $D_n = 820$ мм с толщиной стенки трубы $\delta = 9$ мм ЧТЗ, изготовленные по ТУ 14-3р-04-94 из стали 12Г2СБ.
2. Суточная производительность компрессорной станции $Q = 17,66$ млн.м³/сут.

3. Расчетное число компрессорных станций $n=6$, расстояние между ними $l=83,33$ км.
4. На компрессорных станциях предполагается установка газотурбинных агрегатов ГПА-Ц-6,3, оборудованных центробежными нагнетателями Н-300-1,23
5. Плотность газа при условиях всасывания $\rho_{вс}=30,098$ кг/м³; требуемое количество нагнетателей $m_n=1$; производительность нагнетателя при условиях всасывания $Q_{вс}=304,14$ м³/мин; расчетная частота вращения вала нагнетателя $n=5587$ об/мин; мощность на муфте привода $N_e=6133$ кВт; температура газа на выходе ЦН $T_{наг}=317,4$ К.

Практическое занятие № 44. «Изучение характерных неисправностей ГПА с ЦН, причин их возникновения и способов устранения».

Лопатки ОК выходят из строя по следующим причинам:

- динамические напряжения из-за усилий со стороны потока циклового воздуха и центробежных сил (от массы), действующих на всех режимах работы ГТД;
- низкая конструктивная надежность лопаточного аппарата;
- плохое состояние поверхности, нарушение посадки лопаток;
- нарушение технологии изготовления.

Разрушение лопаток приводит к нарушению устойчивой работы ОК и всего агрегата в целом. Очень редко, но случаются разрушения пазов лопаток с их выбросом в проточную часть, что приводит к крупнейшим поломкам [14, 15].

Как правило, разрушение лопаток начинается с образования усталостных трещин, которые возникают в основном на выходных кромках и реже на входных. Признаками разрушения металлических деталей компрессора при оценке технического состояния лопаточного аппарата являются вкрапления, риски, задиры, обломы. Отклонения от технологии изготовления приводят к нарушению частотных характеристик лопаток как ротора, так и статора, а следовательно, к расширению диапазона резонансных режимов лопаток, что может служить причиной образования трещин. К образованию трещин также может приводить срыв потока с появлением на концах лопаток вихрей, из-за которых возникают колебания лопаток, причем формы колебаний могут быть изгибно-крутильными или пластинчатыми в зависимости от частот резонансных колебаний. В связи с этим при оценке состояния лопаток в качестве диагностического параметра рассматривается не только максимальное напряжение σ_{max} , но и амплитуда напряжений $\sigma_{max}/\sigma_{min}$ [14, 15, 16]. Основные причины, влияющие на разброс напряжений в пределах проточной части ОК, носят конструктивно-производственный и эксплуатационный характер.

К конструктивно-производственным относятся случайные отклонения в геометрии профиля, в технологии изготовления, регулирования, к эксплуатационным - неравномерность воздушного потока при отклонениях рабочих режимов, различная наработка отдельных лопаток, а следовательно, и их разный износ. Очень часто разрушения лопаток происходят вследствие эрозионного износа, причем он тем больше, чем больше концентрация пыли. На износ также влияет взаимное расположение направляющих и рабочих лопаток ротора и статора и характер механических примесей. Причем больше всего этому виду износа подвержены входная и выходная кромка, верхняя часть рабочих лопаток и лопатки направляющего аппарата.

Разрушение лопаток ОК связано с высоким уровнем динамических нагрузок, вызванных потоками циклового воздуха и неустойчивостью работы ОК.

При постоянной частоте вращения и неустойчивой работе наблюдается уменьшение расхода циклового воздуха и увеличение степени повышения давления. Причинами возникновения неустойчивости работы компрессора являются следующие эксплуатационные факторы:

- повышение сопротивления всасывающего тракта вследствие загрязнения фильтров;

· эрозионный износ лопаток, трещины и обрыв направляющих и рабочих лопаток, что ухудшает КПД компрессора $\eta_{ок}$ неудовлетворительное состояние проточной части из-за загрязнения лопаточного аппарата, т. е. увеличение сопротивления $\Delta p_{ок}$ [16].

Потеря устойчивости, помпаж проявляются в повышении температуры перед турбиной T_2 , уменьшении частоты вращения n , повышении расхода топливного газа M_T , а также в повышении уровня вибрации ротора турбокомпрессора и всего агрегата.

Неисправности дисков турбин возникают из-за неправильной их сборки, низкого качества поковок и механической обработки, коррозии поверхности, плохого контроля диска после его изготовления и из-за перегрева во время работы.

Состояние диска и лопаток турбины связано с воздействием высоких температур, вызывающих прогары и коробление в корпусе турбин, трещины в дисках ротора турбины, трещины и обрыв рабочих и сопловых лопаток, что связано с изменением политропического коэффициента полезного действия турбины η_t и площади соплового аппарата F_c . К основным неисправностям относятся также рост утечек в газозоудушном тракте высокого давления вследствие разрушения лабиринтных уплотнений, а также загрязнения газозоудушного тракта и изменения его геометрии, что связано с изменением гидравлического сопротивления $\Delta p_{вз}$ [14, 15, 16].

Основные неисправности камеры сгорания, встречающиеся в эксплуатации:

- трещины и прогар жаровых труб термического происхождения вследствие нагарообразования на стенах труб и рабочих форсунок, что связано с неполным сгоранием топлива, характеризующимся $N_{кс}$, и вызывает значительную неравномерность температурного поля перед турбиной высокого давления;
- загрязнение фильтров и закоксованность горелок, сказывающееся на уменьшении расхода топливного газа и изменении температуры рабочего тела после камеры сгорания.

Разрушения в камере сгорания могут явиться причиной вторичных разрушений лопаток и дисков турбины.

Подшипники опор ротора могут выйти из строя, если использовался материал с дефектами, нарушались технологии изготовления и монтажа детали и узлов опор, условие работы подшипника, происходил срыв масляного клина или наблюдалась хотя бы кратковременная неподача масла в опору, все указанные причины приводят к усталостным режимам.

Одними из основных причин выхода из строя подшипников опор являются изменение зазоров и посадок и неподача масла. Зазор изменяется вследствие температурных перепадов при пуске двигателя в условиях низких температур, проворачивания колец на валу или корпусе из-за нарушений технологии сборки. При неподаче масла к подвижным частям подшипника возможны оплавления поверхности сепаратора и его гнезда, при недостаточной подаче смазки или ее периодическом нарушении беговые дорожки имеют приработанную, гладко укатанную поверхность с завальцованными краями, а наплавленный слой имеет гладкую поверхность и равномерную толщину на всей окружности беговых дорожек. В этом случае происходит повышение температуры поверхностей тел качения, в результате чего зазор уменьшается и может произойти заклинивание и скольжение по беговой дорожке. Это приводит к оплавлению материала тел качения и его налипанию на беговые дорожки, материал колец подвергается усиленному износу, оплавляются и изнашиваются гнезда под тела качения. Как показывает опыт эксплуатации, в первую очередь разрушается подшипник средней опоры, который расположен в зоне более высоких температур. Передние и задние подшипники, как правило, разрушаются при работе турбины длительное время в условиях недостаточной подачи масла. Разрушение средней опоры приводит к смещению ротора в осевом направлении, выбору зазора между деталями ротора и корпуса, в результате чего происходит интенсивное изнашивание деталей ротора и корпуса и возникает резкое торможение ротора из-за задевания его лопаток за лопатки направляющего аппарата с последующим помпажем и заклиниванием ротора. Ротор ГТУ может подвергаться повреждению при работе на критических режимах вследствие возникновения высокого

уровня вибрации при резонансах. Это может привести к появлению трещин на силовых стойках элементов корпуса, одностороннему износу опор, разрушению сепараторов подшипников, деформации вала, заклиниванию ротора и др [14, 15, 16].

Ухудшение состояния регенератора связано с повышением сопротивления тракта низкого давления, а также с ростом утечек рабочего тела через неплотности теплообменных поверхностей.

Работоспособность нагнетателя определяется устойчивостью работы, надежностью уплотнения «масло-газ», упорного подшипника, состоянием проточной части.

Аэродинамические нагрузки, возникающие при неустойчивой работе, передаются на элементы рабочего колеса и опорные подшипники, вызывая их разрушение, что обуславливает увеличение момента сопротивления, рост уровня вибрации ротора силовой турбины. Разрушение подшипников характеризуется ростом температуры смазки подшипника.

Неисправности в системах КИП и А, смазки, регулирование, охлаждение, подача топливного газа также являются причинами аварийных ситуаций и отказа оборудования.

Основной дефект ротора ТВД - повышенное торцевое биение, приводящее к неуравновешенности ротора, а следовательно, к повышенной вибрации. Этот дефект возникает главным образом на роторах, имевших его раньше и отремонтированных на заводе. Таким образом, вторичное появление торцевого биения объясняется неудовлетворительной технологией восстановительных работ. Первоначальное торцевое биение возникает в результате действия переменных сил при задевании лопаток [15].

В процессе длительной эксплуатации происходит постепенное ухудшение физических и механических свойств материала, нарушение соединений отдельных узлов и деталей, рост статических, динамических, термических напряжений в элементах агрегатов. Возникают процессы старения, износа, коробления, растрескивания материалов. Отдельные узлы и детали приходят в неисправное состояние. Хотя в целом агрегат продолжает сохранять работоспособность, такое состояние определяется как постепенный отказ. Возникновение постепенных отказов связано с длительностью работы агрегатов и проявляется в ухудшении технических показателей этих агрегатов [14, 15, 16].

Отрицательные последствия постепенных отказов заключаются в снижении мощностей и КПД ГПА, увеличении затрат на восстановление его работоспособности, создании предпосылок для появления аварийных ситуаций. Для ГПА наибольшую опасность представляют внезапные отказы, в результате которых разрушается механическая часть агрегата и теряется его работоспособность. Возникает необходимость аварийной остановки ГПА для уменьшения последствий разрушений и для безопасности персонала КС.

К наиболее напряженным элементам агрегатов относятся: ОК, турбина, нагнетатель и камера сгорания. Их детали работают в условиях действия высоких статических, динамических и тепловых нагрузок и определяют надежность механической части агрегатов в целом. Надежность ОК определяется главным образом надежностью лопаточного аппарата. Основную нагрузку на лопаточный аппарат ОК создают динамические усилия со стороны потока циклового воздуха и центробежные силы от собственного веса, которые действуют постоянно при всех режимах работы ГПА. Надежность турбины определяется работоспособностью диска ТВД и аппарата лопаток, которые подвержены действию различных нагрузок. Наиболее благоприятным по температуре режимом для диска ТВД является пусковой. В момент пуска возникают повышенные термические напряжения, которые в сочетании с напряжениями от центробежных сил могут значительно ухудшить состояние узла посадки диска на вал и привести к перегрузке штифтов.

Наиболее опасный режим для лопаток турбины - аварийная остановка агрегата, когда отключается камера сгорания и резко снижается температура потока. При этом вследствие значительной неравномерности температурного поля возникают высокие напряжения растяжения, складывающиеся с напряжением от центробежных сил.

Надежность нагнетателя определяется работоспособностью колеса, уплотнения «масло-газ» и упорного подшипника. Колеса нагнетателей при работе нагружены центробежными силами собственного веса и силами аэродинамического характера, влияние которых зависит от объемной производительности. При малых расходах и высоких степенях сжатия возможна неустойчивая работа нагнетателя, при которой на колесо со стороны потока газа действуют значительные переменные усилия. Происходит резкое колебание давления и расхода газа. Неустойчивая работа нагнетателя, т. е. помпажный режим, может возникнуть из-за увеличения сопротивления на входе или выходе из нагнетателя и т. д.

Работоспособность торцевого уплотнения зависит от перепада давления и сжатия пружины, частоты и температуры масла, вибрации ротора.

Работоспособность камеры сгорания оказывает существенное влияние на надежность ГПА, так как повреждение ее элементов приводит к вынужденным остановкам, а неудовлетворительная организация горения снижает долговечность лопаток турбины.

Основные элементы камеры сгорания (жаровая труба, экран, смеситель, фронтное устройство и пламеперекидной патрубок) работают при высоких температурах и подвержены влиянию пульсаций потока продуктов сгорания [14, 15, 16].

К важному фактору, определяющему работоспособность ГПА, относится уровень вибрации опорных систем ОК и турбины. Вибрация подшипников нагнетателя не является показательной характеристикой действующих усилий, поскольку корпус имеет несоизмеримо более высокую жесткость и массу по сравнению с ротором, и поэтому изменение вибрационного состояния ротора практически не меняет уровень вибрации его подшипников.

1. Произведен анализ причин возникновения отказов в период эксплуатации, а так же классификация отказов по группам, которые являются важнейшими этапами исследования надежности технических систем и их своевременной диагностики.

2. Для сокращения множества внезапных отказов в период нормальной эксплуатации ГПА необходимо создать системы контроля технического состояния для распознавания неисправностей на ранней стадии их развития, путем внедрения расширенных средств диагностики, а также повысить общую культуру эксплуатации и получения информации о показателях надежности энергетического оборудования КС.

Практическое занятие № 45. «Выбор оборудования КС с ГМК»

На магистральных газопроводах сооружают компрессорные станции (КС), предназначенные для повышения давления газа до величин, определяемых прочностью труб и оборудования. Такие КС называют промежуточными. Компрессорные станции являются составной частью магистральных газопроводов, по которым осуществляется транспортировка природного газа от промыслов к потребителям. Они предназначены для увеличения производительности газопроводов, что достигается путём повышения давления газа на выходе из станции за счёт его сжатия. Кроме того, осуществляется очистка и охлаждение газа, так как при сжатии он нагревается. Применяют два вида КС, имеющих разные технологические схемы: КС, оборудованные газомоторными поршневыми компрессорами (ГМК); КС, оборудованные центробежными нагнетателями с приводом от газотурбинных установок (ГТУ) или электродвигателей. На сегодняшний день общая установленная мощность КС в нашей стране составляет около 42млн. кВт.

Компрессорные станции с поршневыми газоперекачивающими агрегатами (ГПА) нашли широкое применение на магистральных газопроводах и станциях подземного хранения газа (СПХГ).

В настоящее время на КС магистральных газопроводов поршневые ГПА заменяются центробежными ГПА с авиационным приводом различных отечественных производителей.

Основными производственными задачами КС заключаются в обеспечении надёжной, экономичной и бесперебойной работы турбокомпрессорного, теплоэлектросилового, технологического и вспомогательного оборудования в заданном технологическом режиме транспорта газа.

Когда компрессорная станция не работает, газ транспортируется только по газопроводу, минуя КС, тогда запорная арматура на входе и выходе станции закрывается (кр.7, 8), а открывается проходной кран (кр. 20). Максимальное давление газа на входе в КС составляет 50 кгс/см^2 , а на выходе – 75 кгс/см^2 . Температура газа на выходе не должна превышать 70°C . В настоящее время, для более эффективного транспорта газа температура на входе КС $10-20^\circ\text{C}$, на выходе КС $35-40^\circ\text{C}$, после АВО $25-30^\circ\text{C}$. В зависимости от мощности и числа газоперекачивающих агрегатов КС способна перекачивать от 50 до 150 млн. м^3 газа в сутки.

Технологическая схема КС зависит от выбранного типа оборудования, числа параллельно работающих групп, производительности газопровода. Она включает в себя газопроводы технологического, топливного, пускового, импульсного и бытового газов. Транспортируемый в пределах КС природный газ называется технологическим, импульсный, пусковой и топливный газ используется для собственных нужд станции.

В них входят установки для очистки газа от пыли, холодильники для его охлаждения, маслоуловители и маслосборники.

Общая установочная мощность поршневых ГПА составляет около 1 млн. кВт, причём 80% ГМК составляют 10ГК и 10ГКНА. На рис. 11. приведена технологическая схема КС, оборудованная ГМК.

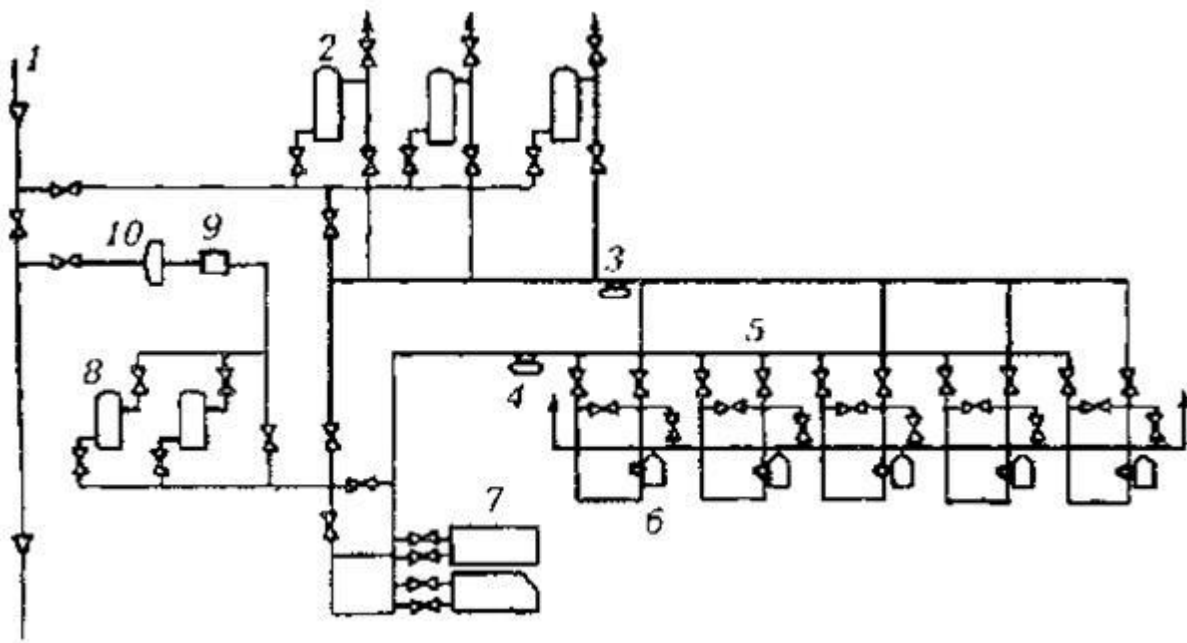


Рис.1. Технологическая схема КС, оборудованная ГМК

Газ, поступая из газопровода **1**, проходит очистку в пылеуловителях **2** и направляется в коллектор **3**, откуда поступает на ГМК **6**. Сжатый газ направляется в нагнетательный коллектор **5**, а затем при необходимости в оросительный холодильник **7** или на осушку **8**. После этого газ поступает на одоризацию **9** и замерный участок **10** и далее в магистральный газопровод. Для улавливания масла установлены маслоуловители **4**. В данной схеме все ГМК подключены параллельно, и при необходимости каждый из них может быть выведен в резерв.

Основным приводом ГПА в нашей стране являются газотурбинные установки, мощность которых составляет около 85% от общей мощности КС. В результате технико-экономических обоснований принят следующий ряд мощностей, обеспечивающих оптимальные параметры компрессорных станций в диапазоне диаметров от 700 до 1400 мм: 6,3; 10; 16; 25 тыс. кВт.

В настоящее время ведётся монтаж на КС «Вавожская» ГПА «Ладога-32», который будет использован при сооружении МГ «Бованенково – Ухта».

На КС газопроводов используются агрегаты и импортного производства. На ОАО «Люлька-Сатурн» было образовано совместное предприятие с фирмой «Нуово-Пиньоне» (Италия) по созданию ГПА PGT-21S с двигателем АЛ-31СТ. ОАО «Невский завод» (г. Санкт-Петербург) тесно сотрудничает с концерном Сименс АГ по производству агрегата мощностью 25 МВт на базе турбин GT-10. А НПО «Искра» совместно с фирмой «Мицубиси Хэви Индастриз» с 2002 года ведёт разработку документации центробежных компрессоров. Также в ГПА серии «Урал» применяются центробежные нагнетатели (ЦБН) и СПЧ фирм «Термодин» (Франция), «Борзиг» (Германия) и ОАО «СНПО им. М. В. Фрунзе» (Украина).

Одно из перспективных направлений – создание и освоение в серийное производство «сухих» (безмасляных) компрессоров с «сухими» газодинамическими уплотнениями и магнитными подвесами ротора.

В качестве привода центробежных нагнетателей используются и электродвигатели, например, АЗ-4500-1500, СТМ-4000-2, СТД-4000-2, СДСЗ-4500-1500, которые подключаются к нагнетателям через повышающий редуктор. Мощность применяемых электродвигателей составляет около 12% от общей мощности КС.

Компрессорные станции магистральных газопроводов делятся на головные (ГКС) и промежуточные (линейные) (КС).

Объекты КС условно можно разбить на две группы: для технологических и подсобно-вспомогательных операций.

К первой группе относятся узлы: очистки газа от механических примесей и жидкости; компримирования газа; охлаждения газа.

Ко второй группе относят: узел редуцирования давления пускового и топливного газов и газа на собственные нужды; трансформаторную подстанцию или электростанцию для собственных нужд; котельную; установку утилизации тепла; склад горюче-смазочных материалов (ГСМ); ремонтно-эксплуатационный блок (РЭБ); службу связи; служебно-эксплуатационный блок (СЭБ); объекты водоснабжения; очистные сооружения и канализация.

В комплекс КС входят: котельные, общестанционные системы водоснабжения и канализации с насосными станциями, электростанции собственных нужд или трансформаторные подстанции, узлы дальней и внутренней связи, автотранспортные парки, механические мастерские, различные административно-хозяйственные сооружения. Кроме того, в состав КС входит химическая лаборатория для периодического анализа масла, воды и, если необходимо, других рабочих веществ, систематически проверяет загазованность объектов и плотность транспортируемого газа. Головные КС оснащаются сооружениями и оборудованием для осушки, очистки от вредных примесей.

На рис.12представлен общий вид КС в блочном исполнении



Рис. 2. КС в блочном исполнении ГПУ-16

Практическое занятие № 46. «Расчет режима работы ГМК».

В данной работе представлено подробное описание и расчет оборудования компрессорной станции. Цель данной работы не только рассчитать основные параметры оборудования компрессорного цеха, но и выбрать подходящие по характеристикам агрегаты, которые станут оптимальным вариантом.

Магистральный газопровод -- сложная система сооружений, включая отводы, лупинги, компрессорные и газораспределительные станции и предназначенные для подачи газа на дальнее расстояние.

Магистральные газопроводы берут начало у источников газа (газового промысла) и заканчиваются в крупных газопотребляющих районах (городах, населенных пунктах, крупных промышленных и сельскохозяйственных предприятий). Система дальнего транспортирования включает промысловую газорегулирующую станцию (ПГРС), устанавливаемую вблизи источника газа, и магистральный газопровод (МГ), берущий начало на выходе установок подготовки газа к транспорту и заканчивающийся у крупных потребителей газа. В конце МГ строят газораспределительные станции (ГРС), иногда особо крупные ГРС называют контрольно-распределительными пунктами (КРП). ГРС служат для дополнительной подготовки газа и снижения его давления до требуемого значения. ГРС является конечным пунктом МГ.

Для надёжного газоснабжения городские газопроводы вокруг крупных городов-потребителей объединяются рядом кольцевых газопроводов высокого давления до 1,2 МПа, среднего до 0,3 МПа и низкого до 0,005 МПа. Для снижения давления после ГРС в системе городских газопроводов сооружают газорегулирующие пункты (ГРП). В процессе движения газа по магистральному газопроводу за счет трения и отбора газа потребителями давление газа постепенно понижается. Например, при расходе газа 90 млн м³/сут по трубе диаметром 1400 мм давление убывает с 7,6 до 5,3 МПа на участке $L = 110$ км. Для повышения давления газа в газопроводе и поддержания требуемой пропускной способности по трассе через 80- 120 км устанавливаются компрессорные станции (КС). Потери давления на участке между КС определяют необходимое значение повышения давления в газоперекачивающих агрегатах (ГПА). Для закачки газа в подземные хранилища газа (ПХГ) строят специальные КС, обеспечивающие закачку, как в ПХГ, так и в газопровод. От надёжной работы КС зависит бесперебойная работа МГ. На рисунке 1 представлена принципиальная схема компоновки основного оборудования компрессорной станции.

Головную КС, находящуюся в начале магистрального газопровода, сооружают в непосредственной близости от установок по комплексной подготовке газа газовых месторождений, поэтому на головную КС газ поступает практически полностью подготовленным к дальнейму трубопроводному транспорту. Таким образом, задачи головной КС сводятся к приему газа от установок комплексной подготовки, очистке его от механических примесей, компримирование до необходимого давления, охлаждению газа и подаче его в МГ.

При расчете режима работы компрессорного цеха необходимо определить значения следующих основных параметров:

- производительность нагнетателя;
- давление газа на входе в КЦ;
- температура газа на входе в КЦ;
- коэффициент сжимаемости газа;
- газовая постоянная компрессируемого газа;
- плотность газа в условиях входа его в нагнетатель;
- объёмная производительность нагнетателя;

- частота вращения ротора нагнетателя;
- приведенная объёмная производительность;
- приведенная частота вращения ротора нагнетателя;
- степень сжатия нагнетателя;
- приведенная относительная внутренняя мощность нагнетателя;
- внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем;
- мощность, потребляемая нагнетателем;
- проверить удалённость режима работы нагнетателя от границы помпажа;
- располагаемая мощность;
- давление нагнетателя;
- температура газа на выходе из ЦБН;
- расход топливного газа.

В зависимости от пропускной способности магистрального газопровода, вида и мощности ГПА в одном компрессорном цехе может устанавливаться от 3 до 14 ГПА с нагнетателями необходимого типа. На КС устанавливают:

- поршневой компрессор с приводом от газового двигателя внутреннего сгорания (газотокомпрессор);
- поршневой компрессор с электроприводом;
- центробежный нагнетатель с газотурбинным приводом;
- центробежный нагнетатель с электроприводом.

Центробежный нагнетатель представляет собой центробежный компрессор одно- или двухступенчатого сжатия, высокой производительностью (до 50 млн м³/сут.) и со степенью повышения давления 1,22... 1,25 для одноступенчатого и 1,45... 1,5 - для двухступенчатого. Центробежные нагнетатели обладают большей подачей, в связи с чем ими оснащаются КС современных магистральных газопроводов.

Для газотурбинных ГПА обязательное требование -- обеспечение работы нагнетателей при изменении частоты вращения в интервале 75-105% номинала. Последовательное соединение агрегатов - наиболее эффективное средство сокращения необходимого диапазона главного регулирования нагнетателей по частоте вращения, которое позволяет при выключении одного из агрегатов сократить согласование размеров проточной части оставшихся в работе нагнетателей с пропускной способностью газопровода без каких-либо дополнительных мер. При параллельном соединении полнонапорных нагнетателей предположительно иметь 3 рабочих агрегата и один резервный на одну нитку. Из уровня надежности число резервных ГПА увеличить до 2-х, один из которых может быть в ремонте.

Крановая обвязка ГПА обеспечивает возможность его включения под нагрузку в магистральный газопровод, работу на холостом ходу, при пусках и остановках, а также отключение ГПА. В зависимости от типа нагнетателя (полнонапорного или неполнонапорного) крановые обвязки отличаются друг от друга и не зависят от типа привода. Крановая обвязка полнонапорного нагнетателя должна обеспечить

возможность его параллельного включения на КС, а крановая обвязка неполнонапорного нагнетателя -- возможность последовательного включения.

Произведем расчет на примере одного полнонапорного нагнетателя 235-24-1 и для одной группы неполнонапорных нагнетателей 370-18-1. При стандартных условиях, температура $T = 293$ К и давление $p = 0,1013$ МПа, производительность полнонапорного одного нагнетателя $Q_{\text{нагн}}$, млн м³/ст

$$Q_{\text{нагн}} = \frac{Q}{n_{\text{нагн}}} = \frac{98,2}{6} = 16,36$$

млн м³(1)

где -- количество рабочих нагнетателей, обеспечивающих заданную пропускную способность, см. исходные данные (с. 2);

Q -- общая производительность нагнетателей, см. исходные данные (с. 2). Зная найдем производительность одной группы неполнонапорных нагнетателей:

$$Q_{\text{нагн, гр}} = \frac{Q}{n_{\text{гр}}} = \frac{98,2}{3} = 32,73$$

млн м³(2)

где -- количество рабочих групп нагнетателей, обеспечивающих заданную пропускную способность, см. исходные данные (с. 2).

Давление газа на входе в КЦ $p_{\text{вс}}$ рассчитывается по формуле:

;(3)

компрессорный цех нагнетатель гидравлический

где -- конечное давление на участке газопровода, МПа;

-- потери давления в пылеуловителях и входном шлейфе КЦ, для одноступенчатой очистки и газопроводов диаметром 1420мм

= 0,12 МПа; Подставляя данные в формулу (3), получим:

МПа;(4)

Температура газа на входе К. Определяем коэффициент сжимаемости при параметрах и на входе в нагнетатель:

$$z_{\text{сж}} = 1 - \frac{0,241 \cdot p_{\text{пр}}}{T}$$

;(5)

где -- приведенное давление, ;

где -- критическое давление, МПа;

-- температурный коэффициент, находится по формуле:

(6)

где -- приведенная температура, ;

где -- температура газа, К; = 198,71 К.

Таким образом, подставив данные в формулу (5), получаем:

$$z_{\text{г}} = 1 - \frac{0,241 \cdot 5,28 / 5,4}{1 - 1,68 \cdot (277 / 198,71) + 0,78 \cdot (277 / 198,71)^2 + 0,0107 \cdot (277 / 198,71)^3} = 0,82$$

Газ подвергается компримированию. Компримирование -- повышение давления газа с помощью компрессора. Это одна из основных операций при транспортировке углеводородных газов по магистральным трубопроводам, закачке их в нефтегазоносные структуры для поддержания пластового давления (с целью увеличения нефтеконденсатоотдачи), в процессе заполнения подземных хранилищ газа и при сжижении газов.

Газовая постоянная компримируемого газа:

$$R = \frac{R_{\text{в}}}{\Delta_{\text{см}}} = \frac{268,8}{0,594} = 452,53 \frac{\text{Дж} / \text{кг} \cdot \text{К}}{\text{кг} \cdot \text{м}^3}$$

;(8)

где -- газовая постоянная воздуха, = 268,8 Дж/кгК;

-- относительная плотность воздуха при стандартных условиях, = 0,594 кгм³; При = 29,27 Дж/кгК, = 49,3 Дж/кгК.

Далее найдем плотность газа в условиях входа его в нагнетатель:

$$\gamma_{\text{г}} = \frac{p_{\text{г}} \cdot 10^6}{R \cdot T_{\text{г}} \cdot z_{\text{г}}} = \frac{5,28 \cdot 10^6}{452,5 \cdot 277 \cdot 0,82} = 51,4$$

кг/м³.(9)

Объёмная производительность нагнетателя Q_{об} рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{об}} = \frac{0,24 \cdot Q_{\text{нагн}} \cdot z_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}}{p_{\text{г}}} = \frac{0,24 \cdot 12,6 \cdot 0,82 \cdot 277}{5,28} = 130$$

м³/мин;(10)

Задаёмся частотой вращения ротора нагнетателя в зависимости от номинальной частоты вращения п_н, об/мин, в диапазоне: 0,7 п_н < п < 1,05 п_н. Из характеристики нагнетателя [1] находим, что п_н = 4600 об/мин. Задаёмся п_н = 0,7 п. Следовательно, п = 3220 об/мин.

Найдем приведенную объёмную производительность:

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{об}} \cdot \frac{n_{\text{н}}}{n} = 130 \cdot \frac{4600}{3220} = 203,71$$

м³/мин;(11)

где -- объёмная производительность нагнетателя, = 130 м³/мин, [1].

Приведенная частота вращения ротора нагнетателя рассчитывается следующим образом:

$$\left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр}} = \frac{n}{n_n} \cdot \sqrt{\frac{z_{\text{пр}} \cdot R_{\text{пр}} \cdot [T]_{\text{пр}}}{z_{\text{с}} \cdot R \cdot T_{\text{с}}}} = \frac{3528}{4200} \cdot \sqrt{\frac{0,888 \cdot 51,8 \cdot 283}{0,82 \cdot 452,5 \cdot 277}} = 0,298$$

.(12)

Степень сжатия нагнетателя находим из характеристики для данного нагнетателя по $Q_{\text{пр}}$ и $[p/p_n]_{\text{пр}}$. Находим, что $\sigma = 1,375$. Приведенную относительную внутреннюю мощность нагнетателя и политропический КПД находим из характеристики нагнетателя в зависимости от приведенной относительной внутренней мощности нагнетателя:

$$\left[\frac{N_i}{\gamma_n} \right]_{\text{пр}} = 215 \frac{\kappa B m}{\kappa z / \text{м}^3}$$

- приведенная относительная внутренняя мощность ;

- политропический КПД .

Найдем внутреннюю мощность, потребляемую нагнетателем:

$$N_i = \frac{\left[\frac{N_i}{\gamma_n} \right]_{\text{пр}} \cdot \gamma_n}{\left(\frac{n_n}{n} \right)^3} = \frac{215 \cdot 50,8}{\left(\frac{4600}{3220} \right)^3} = 3746,2$$

кВт;(13)

где -- плотность газа в нагнетателе, $= 50,8 \text{ кг/м}^3$;

Отсюда находим мощность, потребляемую нагнетателем:

$$N = \frac{N_i}{0,95 \cdot \eta_m} = \frac{3746,2}{0,95 \cdot 0,99} = 3983,2$$

кВт;

где -- механический КПД привода, $= 0,99$.

Удалённость режима работы нагнетателя от границы определяется по следующему условию:

$$\frac{Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{пр}}^{\text{min}}} \geq 1,1 \rightarrow \frac{203,71}{180} = 1,13 \geq 1,1$$

;(14)

где -- минимальное значение приведенной объёмной производи-тельности, взятое из характеристики, $= 180 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Условие (14) выполняется.

Сравнивая полученную потребляемую мощность нагнетателя

кВт с номинальной мощностью кВт, получаем следующее:

.(15)

Необходимо выполнить расчёт располагаемой мощности, исходя из условий:

;(16)

Располагаемая мощность ГТУ:

$$N_{\varepsilon}^{\text{распо}} = N_{\varepsilon}^{\text{н}} \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{ос}} \cdot K_{\text{у}} \cdot \left(1 - K_{\text{т}} \cdot \frac{T_3 - T_3^{\text{н}}}{T_3} \right) \cdot \frac{P_{\text{ат}}}{0,1013}$$

(17)

где-- номинальная мощность ГТУ, = 10000 кВт;

-- коэффициент, учитывающий техническое состояние ГТУ, = 0,95;

-- коэффициент, учитывающий влияние температуры - наружного воздуха; = 3,7;

-- коэффициент, учитывающий противообледительной системы, = 1;

-- коэффициент, учитывающий влияние системы утилизации тепла выхлопных газов, = 0,985;

-- номинальная температура на входе в ГТУ, К; = 288 К;

-- расчётная температура на входе в ГТУ, К;

К;(18)

где-- среднегодовая температура окружающего воздуха, К; = 273,35 К;

-- поправка на изменчивость климатических параметров и местный подогрев наружного воздуха на входе в ГТУ, К, = 5 К;

-- расчётное давление наружного воздуха, МПа, = 0,0987 МПа.

Подставив данные в формулу (17), получаем:

$$N_{\varepsilon}^{\text{распо}} = 10000 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 0,985 \cdot \left(1 - 3,7 \cdot \frac{278,35 - 288}{278,35} \right) \cdot \frac{0,0987}{0,1013} = 10287$$

кВт;

Исходя из расчетов, видно, что условие (16) выполняется:

Давление на выходе нагнетателя рассчитывается по формуле:

МПа;

Температура газа на выходе из ЦБН:

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} \cdot \varepsilon^{\frac{0,235}{\eta_{\text{кзс}}}} = 277 \cdot 1,375^{\frac{0,235}{0,82}} = 303,5$$

К.

Далее рассчитаем расход топливного газа на КЦ по следующей формуле:

$$q_{mz} = q_{mz}^* \cdot \left(0,75 \frac{N}{N_{\varepsilon}^*} + 0,25 \cdot \sqrt{\frac{T_3}{T_3^*}} \cdot \frac{P_{ам}}{P_{ам}^*} \right) = 127 \cdot \left(0,75 \cdot \frac{3983}{10000} + 0,25 \cdot \sqrt{\frac{273,15}{277}} \cdot \frac{0,0987}{0,1013} \right) = 1093 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{час}$$

где-- номинальный расход топливного газа, = 20,31 м³/ч.

Практическое занятие № 47. «Изучение характерных неисправностей ГМК , причин их возникновения и способов устранения».

Аварии и неполадки компрессорного оборудования

Аварии и неполадки компрессорного оборудования приносят значительный ущерб производству, выражающийся в длительных неплановых остановках, нарушениях режима технологического процесса, угрозе безопасности обслуживающего персонала и повышении себестоимости выпускаемого продукта.

Статистические данные обследований аварий и неполадок компрессорного оборудования на промышленных предприятиях и анализ причин аварий показывает, что

аварии и неполадки в работе происходят вследствие конструктивных недостатков отдельных деталей и узлов, ошибок, допущенных при изготовлении компрессорного оборудования и несоблюдения требований инструкций и норм эксплуатации.

В процентном отношении общее количество аварий и неполадок компрессорных машин на одном из химических комбинатов распределялось следующим образом: 6% аварий произошло из-за конструктивных недостатков; 54% аварий произошло из-за низкого качества деталей (причем на вновь изготавливаемые детали пришлось 46%, а на ремонтируемые— 8%); 40% аварий из-за нарушения инструкций и норм эксплуатации.

Предупреждение неполадок в компрессорах.

Все аварии и неполадки следует тщательно изучать для выявления причин и разработки рекомендаций по их предупреждению.

Рассмотрим описания и анализ причин некоторых аварий и неполадок поршневых компрессоров.

Нарушение нормального распределения давления по ступеням, которое является следствием пропуска газа всасывающими и нагнетательными клапанами, а также поршневыми кольцами приводит к снижению производительности компрессора.

Дефекты в изготовлении, монтаже, а также несоблюдение норм эксплуатации и погрешности при ремонте влияют на герметичность клапанов и поршневых колец.

Недостаточная смазка цилиндров и сальников ухудшает уплотнение и также приводит к снижению производительности машины.

Ремонт и замена деталей компрессоров

Основой процесса восстановительного ремонта компрессора является определение неисправности. Эта составляющая ремонта, зачастую составляет наибольшую его часть по времени, так как для выявления неисправности, необходимо иметь представление обо всех агрегатах компрессора и процессах происходящих в них. После определения

неисправности, производится замена изношенных деталей и восстановление работоспособности.

Наиболее частые неполадки компрессоров и причины их возникновения

В практике эксплуатации имеют место неполадки и аварии компрессоров, происходящие вследствие попадания в полости цилиндров твердых тел, воды, излишнего количества масла, нарушения линейного мертвого пространства, которые обычно приводят к стукам или резким ударам. Стуки в компрессорных машинах могут обуславливаться и рядом других причин и являются тревожными сигналами при эксплуатации:

Например, выработка цилиндра и цилиндровой втулки;

Износ поршня и поршневых колец;

Заедание и загрязнение цилиндра, поршня и поршневых колец;

Перекося поршня в цилиндре и криволинейность штока;

Несоосность оси рамы, цилиндра и механизма движения;

Ослабление крепления клапанов в гнездах цилиндра и поломка клапанных пластин;

Ослабление соединения штока с крейцкопфом и ползуном;

Ослабление затяжки подшипников кривошипной и крейцкопфной головок шатуна;

Выработка пальца крейцкопфа;

Наличие недопустимых зазоров между крейцкопфом и направляющими рамы;

Износ и ослабление затяжки коренных и выносного подшипников;

Выработка коренных и шатунных шеек вала;

Ослабление шарнирных соединений деталей механизма движения;

Отставание промежуточных и концевых ползунов от направляющих параллелей;

Ослабление или неправильное крепление маховика на валу и другие неполадки, которые обычно сопровождаются стуком при эксплуатации компрессора.

При появлении стуков компрессор необходимо остановить, выявить причины и ликвидировать дефекты, обуславливающие их.

Нагрев подшипников компрессора является часто причиной неполадок в машине. Основными причинами нагрева подшипников с принудительной циркуляционной смазкой являются:

неправильно выбранный сорт масла;

засорение маслопроводов и фильтров;

неточная подгонка вкладышей подшипника к шейкам вала;

перекося или искривление оси вала и чрезмерная затяжка подшипников.

При значительном нагреве подшипника рекомендуется замена отработанной смазки на смазку с необходимой вязкостью, увеличение давления масла в системе, регулировка зазоров между цапфами и вкладышами с установкой прокладок.

Нагревание крейцкопфа и ползуна, направляющих рам и фонарей обычно происходит при низком качестве материала, погрешностях изготовления и пригонки трущихся поверхностей; наличия перекосов сопрягаемых деталей или недостаточности и несоответствия смазки.

Особое внимание следует уделять подгонке опорных поверхностей башмаков к направляющим рам к фонарям.

Нормальная эксплуатация механизма движения возможна только при надежной работе циркуляционной системы смазки, которая в основном контролируется по давлению масла. Падение давления масла в системе может произойти вследствие отказа работы шестеренчатого насоса, неисправности перепускного клапана, малого уровня масла в маслобаке, утечек масла в системе; засорения масляного фильтра и приемного клапана насоса или чрезмерного нагрева масла.

Основными причинами **разрушения шатунов** являются сильная и неравномерная затяжка шатунных болтов, ослабление гаек болтов во время работы, наличие люфтов в кривошипном подшипнике, заедание поршня в цилиндре, погрешности в изготовлении и монтаже деталей механизма движения, низкое качество материала деталей и усталость металла.

Разрушения шатунов и шатунных болтов могут привести к повреждению; коленчатого вала, рамы, штоки и другие детали-машины.

Основным мероприятием по предотвращению разрушения шатунов и шатунных болтов является комплексный контроль при изготовлении, монтаже, эксплуатации и ремонте, а также своевременная замена шатунов и шатунных болтов, отработавших «предельный срок службы».

Заедание (**заклинивание**) **поршня** может привести к обрыву штока, разрушению шатуна, коленчатого вала, цилиндра и рамы. Заедание поршня бывает при плохой недостаточной смазке, при перекосах кривошипно-шатунного механизма; сильном нагреве поршня и поршневых колец; неправильном выборе материала цилиндра и поршня; несоответствие линейных расширений материала этих деталей и резком изменении режима охлаждения цилиндра и ряде других причин.

Разрушение **поршневых колец** происходит при низком качестве материала; погрешностях изготовления, монтажа; несоблюдении норм эксплуатации.

Интенсивность износа поршневых колец, поршня и зеркала цилиндра зависит от правильности выбора пар трения, точности изготовления и монтажа, чистоты газа, удельного давления, условий смазки и охлаждения и ряда других факторов.

Причинами, нарушающими нормальный режим работы компрессоров, являются заедание **клапанных пластин** при неправильной сборке и загрязнении, попадание посторонних тел между клапанной пластиной и седлом (прокладок, обтирочного материала, обломок пружин и т. п.); установка пружин с жесткостью, не соответствующей расчетной, наличие нагара на деталях клапана, износ седла и клапанных пластин и другие дефекты. Причинами недостаточной долговечности клапанов являются тяжелые условия работы, приводящие клапанные пластины к усталостному разрушению.

На работу сальников влияют точность изготовления и пригонки, износ уплотняющих элементов, выработка и перекося штока, недостаточная смазка и несоблюдение монтажных зазоров и условий эксплуатации.

Особое внимание следует **уделять вибрации** компрессора. Нужно помнить, что даже незначительное движение рамы на фундаменте недопустимо, так как в процессе эксплуатации это может привести к тяжелой аварии с обрывом фундаментных болтов, разрушением подшипников, валов, выводом из строя электродвигателя и разрушением фундамента.

Для предотвращения отрыва рамы от фундамента необходимо соблюдать все требования, предъявляемые при монтаже поршневых компрессоров. Фундамент под компрессор должен отвечать техническим условиям чертежа. Перед установкой раму необходимо залить бетоном с нижней стороны и после 2—3 дней с момента предварительной подливки ее можно устанавливать на фундамент. Окончательно выверяют раму после привалки цилиндров и установки коренного вала. Установка и выверка должны происходить в соответствии с монтажными формулярами. После установки рамы ее подливают. Поверхность фундамента очищают от грязи и смачивают водой, потом подлитый фундамент выдерживают 8—10 дней. Затем производят окончательную затяжку фундаментных болтов.

Опасность разрушения чугунных маховиков возможна при окружных скоростях более 30 м/сек, наличии дефектов в отливках (раковины, трещины и т. п.), монтажных погрешностях (перекосах, недостаточной точности балансировки и т. п.), а также вследствие разрушения крепления от усталости металла, возникновении гидравлического удара или резкого заклинивания поршня в цилиндре.

При установке компрессорных машин в помещениях с низкой температурой **нужно помнить о возможности размораживания цилиндров** и холодильников. Во избежание размораживания необходимо при длительных остановках отводить воду от всех охлаждаемых частей компрессора.

Надежная и долговечная работа компрессора возможна только при безотказном действии вспомогательной аппаратуры (холодильников, влагомаслоотделителей, буферных емкостей, воздухопроводов, газосборников, гидрозатворов) и арматуры. Наиболее слабым звеном в межступенчатой аппаратуре являются холодильники, особенно кожухотрубчатые и с пучками ребристых трубок.

В холодильниках этого типа иногда нарушается герметичность системы охлаждения. Причинами являются: плохая плотность развальцовки трубок; появление продольных и поперечных трещин в трубках, трубных решетках и крышках; разрушение прокладок; ослабление и разуплотнение стыков и т.д.

Незначительный стук при эксплуатации может свидетельствовать об ослаблении перегородок; при этом возможно разрушение трубок.

Если вода после холодильника течет из сливной трубы с пузырьками газа, то это показывает на недостаточное уплотнение между газовой и водяной полостью.

Холодильники необходимо вскрыть и проверить состояние водяных трубок, решеток и уплотнений. Если вода течет из сливной трубы прерывистой струей, то имеет место разрыв отдельных трубок холодильника.

Нарушения теплового режима компрессора часто связаны с загрязнением охлаждающих поверхностей, недостаточной подачей воды на охлаждение и несоответствием проектных характеристик охлаждающих поверхностей действительным.

Температурный перепад охлаждающей воды в холодильниках обычно составляет 10—16°C. Снижение температурного перепада свидетельствует о загрязнении холодильника при нормальной подаче воды.

При большом числе заглушенных и забитых накипью трубок, а также при высокой температуре газа, в конце сжатия предыдущей ступени температурный перепад воды

может возрасти до 20°C и выше.

Накипь в трубках холодильников рекомендуется удалять путем протравливания раствором соляной кислоты.

Промежуточные холодильники считают изношенными, если вес их металлической сердцевины в результате коррозии уменьшился на 20%. Отдельные трубки, дающие течь, глушатся. Общее число заглушённых трубок не должно снижать поверхность охлаждения холодильника более чем на 10—15%.

Основными неполадками в работе холодильников «труба в трубе» и змеевиковых являются загрязнения охлаждающих поверхностей и возможность ослабления крепления линзовых и других уплотнений от вибрации трубопроводов и аппаратуры при эксплуатации. Во избежание взрывов все газопроводы, сборники газа и воздуха, буферные емкости, влагомаслоотделители необходимо очищать от нагара и масла. Если при разборке в аппаратах и газопроводах обнаружен нагар, то их разбирают и тщательно чистят или заменяют новыми. Очистку производят механическим способом с последующим травлением 20—25%-ным раствором соляной кислоты и продувкой паром.

Надежность и долговечность компрессорной установки зависит также от безотказной работы **предохранительных и обратных клапанов, задвижек**, запорных и регулировочных вентилей. Погнутость и заедание шпинделя; перекос, чрезмерное зажатие и износ сальниковой набивки; излом и плохая пригонка клапана к седлу и ряд других дефектов арматуры нарушают нормальную работу компрессорной установки.

При вспышке паров масла и хлопков газа, имеющих место при нарушении норм эксплуатации поршневого компрессора, необходимо машину остановить и тщательно проверить, а участок, на котором произошла вспышка или хлопок газа, разобрать для выявления причин. Компрессорное масло подвергают анализу.

На воздушных компрессорах горячий сжатый воздух с парами масла образует взрывоопасную смесь. При температуре 200°C происходит разложение масел с образованием ацетилена и других углеводородов, что увеличивает опасность взрыва. Отлагающаяся на стенках воздухопроводов и воздухоотборников пропитанная маслом окись железа FeO_3 приводит к накоплению электростатических зарядов и также создаст опасность взрыва.

Высокая температура сжатого воздуха вызывает перегрев цилиндра и может явиться причиной его разрушения. Поэтому повышение температуры воздуха более 160° С в одноцилиндровых компрессорах и более 140° С в многоступенчатых (в каждой ступени) не допускается. Более высокая температура может быть допущена в отдельных случаях специальной инструкцией.

Во избежание образования взрывоопасных паров необходимо тщательно контролировать качество и расход компрессорного масла, которое должно иметь определенную вязкость и температуру вспышки.

Воздух и загрязненный газ должны всасываться в компрессор через фильтр — это предотвращает попадание посторонних частиц и пыли в полости цилиндров.

Учитывая, что в период пуска компрессорной установки и обкатки вхолостую имеет место наибольшее число аварий и неполадок, обслуживающий персонал должен обратить особое внимание на точность соблюдения инструкции эксплуатации. Пуску компрессора должен предшествовать предупреждающий сигнал. Посторонние лица из машинного зала удаляются. Перед пуском компрессорной установки необходимо провести все подготовительные работы в соответствии с требованиями эксплуатации.

Кроме указанных мероприятий, необходимо соблюдать требования по безопасности обслуживания электрической части компрессорной установки, а также выполнять инструкции пожарной безопасности.

Примеры и анализ аварий

При выводе на рабочий режим газового компрессора 5Г произошел разрыв корпуса холодильника второй ступени по вертикальному сварному шву. Разрушение произошло при давлении 5 кг/см². Причиной аварии явилось наличие конденсата в холодильнике, обнаружить скопление которого обслуживающему персоналу было невозможно, так как в схеме обвязки компрессора не были предусмотрены спускные контрольные краны. В инструкции по эксплуатации это также не нашло отражения.

Эта авария произошла из-за конструктивных недостатков, допущенных при проектировании компрессорной машины.

В цехе получения кислорода через 7 ч после пуска был аварийно остановлен воздушный трехступенчатый компрессор производительностью 1380 м³/ч, давлением нагнетания 50 кг/см². Причиной остановки явилось выплавление выносного и одного коренного подшипников коленчатого вала. Выплавление подшипников произошло из-за недостатка масла в маслобаке, хотя давление в системе смазки по показанию манометра оставалось нормальным. Стабильность показания, манометра объясняется подсосом воздуха в масляную систему. Уровень масла в маслобаке не проверялся из-за отсутствия масломера.

При эксплуатации холодильной установки у аммиачного компрессора 4БАУ-19 разрушилась крышка цилиндра. После 8000 ч работы компрессора при давлении нагнетания 12 кг/см² произошел отрыв выпуклой части крышки от фланца. Химическим анализом было установлено, что крышка цилиндра была изготовлена из серого чугуна СЧ 12-28, в то время как по техническим условиям механические свойства чугуна, идущего на изготовление крышек цилиндров компрессоров, должны быть не ниже механических свойств чугуна СЧ 21-40 по ГОСТу И12-54, Проведенный расчет показал, что действительные напряжения изгиба, возникающие в крышке во время работы, составляли 1100 кг/см², а для чугуна указанной марки допускаемые напряжения не должны превышать 400 кг/см². Таким образом разрыв крышки произошел из-за недостаточной прочности материала, который был использован изготовителями без предварительного поверочного расчета.

Воздушный компрессор 4ГГ был аварийно остановлен из-за сильного стука в цилиндре второй ступени. При разборке машины обнаружили пробой отверстия в крышке цилиндра второй ступени. Обследованием было установлено, что пробой отверстия был вызван пробкой поршня, которая во время работы постепенно вывернулась из гнезда. Выход пробки из резьбового гнезда произошел вследствие того, что она была установлена без сурика, несмотря на то, что это предусматривалось техническими требованиями.

На азотном пятиступенчатом компрессоре производительностью 1200 м³/ч давлением нагнетания 700 кг/см² произошло выплавление коренного подшипника. Авария произошла вследствие того, что при подготовке к пуску компрессора при повышении давления в системе смазки был плохо закрыт вентиль подачи масла из воронки во всасывающий маслопровод. После того, как масло из воронки вытекло, произошло подсосывание воздуха. В результате этого насос перестал подавать масло в систему смазки ходовой части компрессора, подшипники стали истираться.

Практическое занятие № 48. «Расчет систем смазки, охлаждения, центробежных компрессоров (ЦН)».

В поршневых компрессорах (ПК) для нормальной работы узлы трения должны смазываться. Смазка уменьшает работу механического трения и износ деталей. Масла охлаждают поверхности деталей, предохраняют их от коррозии, улучшают герметичность уплотнений, заполняя щели. Смазка в большей части ПК выполняется нефтяными маслами изготавливаемыми синтетическим путем. В тех случаях, когда технологические процессы исключают контакты с маслами, применяют изготовление деталей из самосмазывающихся материалов.

В поршневых компрессорах применяют две системы смазки:

- 1) цилиндров и сальников штоков;
- 2) узлов трения механизма движения.

Уплотнения поршня и сальников штоков находятся в контакте с горячими газами под повышенным давлением. К маслам, используемых для смазки этих узлов, предъявляется ряд требований:

- 1) достаточная вязкость при рабочих температурах для создания устойчивой пленки на поверхности трущихся деталей;
- 2) стабильность, т. е. сохранение свойства не вступать в соединения с сжимаемыми газами и материалами деталей.

Для смазки цилиндров и сальников применяются следующие масла, изготавливаемые из нефти (табл. 18). Индекс вязкости ИВ характеризует зависимость вязкости масла от температуры и измеряется в условных единицах. Масла с высоким ИВ (100) мало изменяют вязкость от температуры и потому их применение более предпочтительнее.

Для азотных, азотоводородных и водородных компрессоров рекомендуют для средних давлений легкие, а для высоких тяжелые цилиндрические масла. Эти газы инертны к маслам и не образуют нагара.

Компрессоры для кислорода и других агрессивных газов смазывать минеральными маслами строго запрещено, так как произойдет взрыв. В этих случаях используются синтетические углеводородные масла (фторорганические, полиэтиленгликолевые, полиорганог-

силоксановые), мыльно-глицериновые смазки. В этиленовых компрессорах сверхвысокого давления цилиндры и сальники смазываются белым нафтовым маслом или специальными синтетическими маслами.

Масла для смазки механизма движения. Эти масла при отдельной смазке рекомендуется выбирать с вязкостью 40—70 сСт при 50 °С. Наибольшее распространение получили машинные масла: «Индустриальное 30», «Индустриальное 45» и «Индустриальное 50» (табл. 19).

Таблица 1

Характеристика масла	К – 8С (ТУ-38 101538 – 75)	К – 12 (ГОСТ 1861 – 73*)	К – 12 (ТУ 38 538 – 75)	К – 19 (ГОСТ 1861 – 73*)	КС – 19 (ГОСТ 9243 – 75*)	К – 28 (ОСТ 38012282- 82)
Вязкость при 100 °С, сСт	8 - 9 120	11 – 14	11 – 14	17 – 21	18 – 22	26 – 30 -
Индекс вязкости, не менее	-	- 0,25	100	- 0,02	92 -	0,01
Стабильность против окисления кислородом	0,8	-	0,8	-	0,5	0,5
воздуха (осадок после испытания, не больше), %	190 -45	216 -25	220 -30	245 -15	270 -15	275 -10
КОН, нейтрализующий 1 г масла, мг						
Температура вспышки (не менее), °С						
Температура застывания (не выше), °С						

Таблица 2

Наименование масла	Вязкость кинематическая при 50°C, 10 м²/с	Температура, °C	
		вспышки	застывания
Индустриальное 30	27 – 33	180	- 10
	38 – 52	190	- 15
Индустриальное 45	48 – 58	200	- 20
	40 – 50	230	- 14
Индустриальное 50			
Авиационное МС-20 МК – 22			

Последние два применяют для средних и крупных компрессоров. Для смазки механизма движения оппозитных компрессоров рекомендуют индустриальные масла И40А и И50А (ГОСТ 20799—75*). Для смазки механизма движения пригодны также масла: компрессорные К12 и К19, и авиационные масла МС-20 и МК-22.

В масла, используемые для смазки механизма движения высокооборотных компрессоров, добавляют антипенные присадки (например, ПМС-200А, которую вводят в соотношении 0,003—0,005 % к массе масла).

Масло в системе смазки механизма движения заменяют, если в нем содержится более 2,5 % воды, если вязкость масла изменилась на 20—25 % и если содержание механических примесей составляет более 2 %. Средний срок службы масла около 2500 ч.

2. Способы смазки цилиндров и сальников

Смазка цилиндров поршневых компрессоров осуществляется одним из трех способов: разбрызгиванием масла, залитого в картер; впрыском распыленного масла в поток всасываемого газа; под давлением от специального масляного насоса.

Смазка впрыском распыленного масла в поток всасываемого газа используется в бескрейцкопфных компрессорах.

Этот способ имеет ряд недостатков: лишь часть впрыскиваемого во всасывающий патрубок масла попадает на зеркало цилиндра; большая часть масла, не попадая на рабочую поверхность цилиндра, контактирует с горячим газом, что способствует увеличенному нагарообразованию.

Смазка цилиндров разбрызгиванием применяется в бескрейцкопфных компрессорах. Обычно масло разбрызгивается из масляной ванны в картере специальным разбрызгивателем, устанавливаемом на шатуне (рис. 91). При этом избегают ударов крышки шатуна по маслу, так как это приводит к потерям мощности и излишнему нагреву масла. Количество масла, попадающего на зеркало цилиндра, при этом способе значительно превышает необходимое по нормам. Для снижения количества масла, попадаемого в цилиндровую полость, на поршне устанавливают маслосъемные кольца.

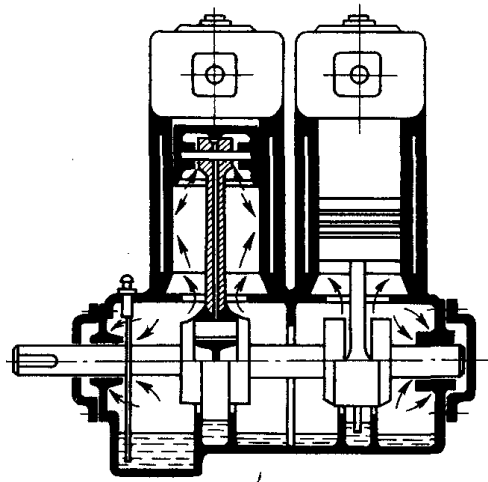


Рисунок 1 - Смазка разбрызгиванием

Смазка впрыском распыленного масла в поток всасываемого газа используется в бескрейцкопфных компрессорах. Этот способ имеет ряд недостатков: лишь часть впрыскиваемого во всасывающий патрубок масла попадает на зеркало цилиндра; большая часть масла, не попадая на рабочую поверхность цилиндра, контактирует с горячим газом, что способствует увеличенному нагарообразованию.

Смазка цилиндров и сальников подачей масла под давлением применяется чаще всего в крейцкопфных компрессорах. В цилиндры горизонтальных компрессоров масло подводится в середине хода поршня в верхней точке. При диаметрах цилиндра более 500 мм или при сжатии газов, которые разжижают масло, подвод осуществляют сверху и снизу, а при диаметрах цилиндра более 1000 мм выполняют дополнительно боковые подводы.

При работе компрессора масло нагревается до температуры 150-160°C, соприкасается с непрерывно меняющимися массами сжимаемого воздуха, распределяется тонким слоем на внутренних стенках цилиндра и работает при переменном давлении сжатого воздуха. В этих условиях на масло действует кислород сжатого воздуха, в результате чего оно быстро

окисляется. Окисление изменяет физико-химические свойства масел: повышаются вязкость и кислотность, масло темнеет, в нем появляются вещества, выпадающие в виде осадка.

Неправильный выбор сорта, марки и расхода масла может быть причиной аварий компрессоров. Недостаточная смазка ведет к повышению температуры и усилению износа трущихся частей. При подаче слишком большого количества масла в цилиндры компрессора увеличивается нагарообразование на клапанах и в коммуникациях, что создает благоприятные условия для самовоспламенения нагара и возникновения взрывов.

У компрессоров средней и большой производительности наиболее распространена смазка цилиндров и сальников под давлением. При этом способе масло подаётся к наиболее целесообразным местам и в строго определённых количествах. Учитывая различные давления воздуха в местах смазки и необходимость регулирования количества масла, подаваемого в каждую точку, для подачи масла применяют многоплунжерные насосы (лубрикаторы), состоящие из ряда одинаковых элементов. Каждый насосный элемент снабжает одну точку смазки и имеет индивидуальную регулировку подачи масла.

2. Смазка цилиндров и сальников компрессора

4М10-100/8

Система смазки оппозитного компрессора 4М10-100/8 изображена на рис.92. Пунктирными линиями показана система смазки цилиндров и сальников в компрессоре.

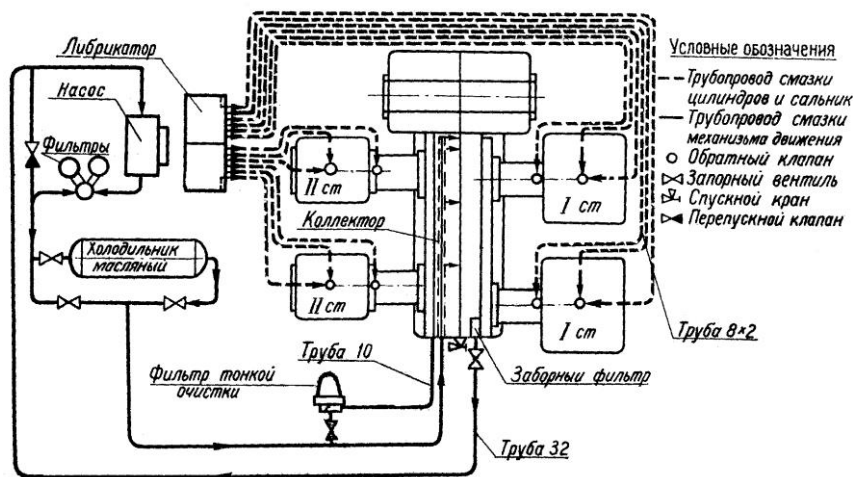


Рисунок 2 - Система смазки оппозитного компрессора 4М10 – 100/8

Смазка системы осуществляется многоплунжерным насосом (лубрикатором) золотникового типа (рис. 93).

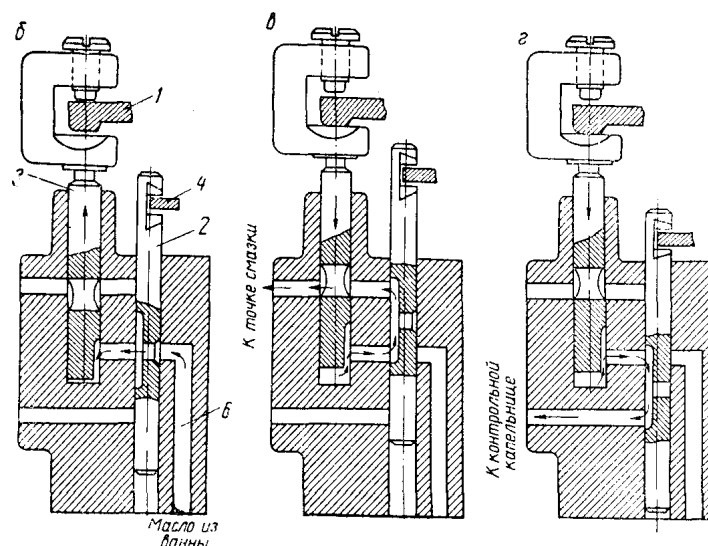


Рисунок 3 - Лубрикатор золотникового типа

Насосные элементы у такого лубрикатора расположены вокруг вертикального вала, на котором находятся два профилированных диска. Верхний диск 1 связан с рабочими плунжерами 3 насосов и спроектирован так, что за один оборот вала лубрикатора рабочий плунжер делает два двойных хода. Нижний диск 4 связан с распределительными плунжерами (золотниками) 2, совершающими за один оборот вала лубрикатора один двойной ход. Золотник во время движения рабочего плунжера вверх соединяет цилиндр его с масляной ванной, и масло по каналу 6 поступает из ванны под плунжер 3 (рис. 93 а); затем золотник перемещается в верхнее крайнее положение и масло из-под рабочего плунжера вытесняется к точке смазки (рис. 93 б). При дальнейшем вращении лубрикатора вновь происходит всасывание масла под плунжер 3, т.е. повторяется положение, показанное на рис. 93 б. После этого золотник 2 перемещается в крайнее нижнее положение и масло из-под рабочего плунжера вытесняется к контрольной капельнице (рис. 93 в).

Регулирование количества масла, подаваемого к точке смазки, а следовательно, и к контрольной капельнице, осуществляется изменением хода рабочего плунжера с помощью регулируемого винта 5. По количеству масла, проходящего через контрольную капельницу каждого элемента, можно судить о подаче его к соответствующей точке.

Масло заливается в лубрикатор только свежее и пополняется по мере расхода. Перед заливкой масла необходимо тщательно промыть резервуар, в который оно заливается. Заливка масла должна производиться через сетчатый фильтр.

Добавление к компрессорному маслу какого-либо другого, даже в незначительном количестве, не допускается. Проверка поступления масла к отдельным точкам производится путем открытия пробных краников обратных клапанов.

Ориентировочный расход масла (компрессорное К -19) в кг

Время	час	сутки	месяц	год
Количество	0,25	6,0	180	2100

Температура вспышки 242°С.

.4 Смазка механизма движения компрессора 4M10-100/8

Система смазки механизма движения компрессора 4M10-100/8 показана на рис. 92 сплошными линиями и включает в себя смазку коренных подшипников, кривошипные головки шатуна, параллели рам и крейцкопфные головки шатунов. Для смазки механизмов движения в этом компрессоре рекомендуют применять масло индустриальное 50 с температурой вспышки 200°С. Смазка механизма движения – циркуляционная под давлением от шестеренчатого насоса с приводом от вспомогательного электродвигателя. Масло в количестве 180-200л заливается в раму, нижняя часть которой служит маслосборником. Из маслосборника масло подается через фильтр и маслоохладитель к деталям механизма движения. Давление масла в системе смазки механизма движения находится в пределах 0,1-0,4 МПа.

Для регулирования величины давления маслоснасос снабжается перепускным клапаном. Регулирование количества масла, поступающего к отдельным точкам, производится установкой дроссельных шайб или кранов. Удельная производительность маслоснасоса системы смазки механизма движения составляет 0,05-0,1 л/мин на 1 кВт мощности компрессора. Маслопроводы выполняют таким образом, чтобы обеспечить скорость масла в пределах 1,0-1,5 м/с.

Срок службы масла обычно 2000 – 2500 часов, Масло подлежит немедленной замене, если:

- а) содержание воды более 2,5 %;
- б) содержание кислотности более 15 %;
- в) повышение вязкости более, чем на 25 % от первоначальной;

г) Содержание механических примесей выше 2 %.

Очищенное масло может быть применено при условии сохранения его смазочных свойств. В процессе эксплуатации компрессора необходимо следить за состоянием масляных фильтров, Фильтры должны очищаться по графику, но не реже одного раза в два месяца

.5 Очистка циркуляционного масла

Циркуляционная смазка под давлением даёт возможность постоянно очищать масло от механических примесей. Современные системы смазки имеют несколько ступеней очистки. Первая наиболее грубая фильтрация осуществляется при засасывании масла из маслосборника; приёмное устройство имеет сетку, которая предохраняет насос от попадания в него наиболее крупных твёрдых частиц. Вторая ступень фильтрации – пропускание всего количества масла после насоса через фильтр грубой очистки, который задерживает частицы размером более 0,08 – 0,1 мм. В качестве фильтров грубой очистки широкое применение нашли щелевые пластинчатые фильтры. Рекомендуется производить очистку масла от частиц, превышающих размером толщину масляного слоя в подшипниках. Для этого в некоторых компрессорах используют третью ступень очистки и пропускают через фильтр тонкой очистки часть потока масла (5 – 15% от всего количества). После фильтра тонкой очистки масло сбрасывается в маслосборник. При этом всё масло профильтровывается после нескольких циклов обращения. В качестве фильтров тонкой очистки применяют центробежные сепараторы или фильтры с картонными элементами, которые удерживают не только твёрдые частицы размером до 0,001 мм, но и часть продуктов разложения смазочного масла.

В компрессоре 4М10 – 100/8 в системе смазки механизма движения масло охлаждают, пропуская через специальные масляные холодильники или путём погруженного в маслосборник змеевика, в котором протекает охлаждающая вода.

8.2 Охлаждение воздуха в компрессорах

При работе многоступенчатого поршневого компрессора охлаждение воздуха производится в цилиндрах, в промежуточных и концевых воздухоохладителях.

Охлаждение цилиндров может быть воздушным или водяным.

При воздушном охлаждении наружная поверхность цилиндров снабжается ребрами для увеличения теплоотдачи, как, например, у компрессора ЗИФ ШВКС-5. С этой же целью

иногда предусматриваются установка специального вентилятора для обдува цилиндра. Теплообмен осуществляется за счет обтекания труб холодильника воздухом.

Воздух нагнетается осевым вентилятором, обеспечивающими большой расход воздуха при малых статических напорах, обусловленных наличием аэродинамического сопротивления секций труб. Обычно допускают разность температур выходящего газа и охлаждаемого воздуха до 11-14°C.

Преимуществом воздушного охлаждения является возможность избежать больших капитальных затрат на сооружение систем водоснабжения и канализации, градирен и насосных станций. Особое значение приобретает применение воздушного охлаждения на комбинатах, удаленных от источника водоснабжения. Целесообразность применения воздушного охлаждения следует подтверждать технико-экономическим расчетом, учитывающим как единовременные капитальные затраты, так и эксплуатационные затраты.

При водяном охлаждении цилиндр компрессора снабжается рубашкой, по которой непрерывно протекает охлаждающая вода. Этот вид охлаждения называют еще внутренним (рубашечным).

Необходимо отметить, что у быстроходных компрессоров влияние охлаждения стенок цилиндра на процесс сжатия незначительно. Охлаждением с помощью рубашек уменьшается температура стенок цилиндра, и это приводит к улучшению условий смазки стенок цилиндра, предотвращению пригорания поршневых колец и нагарообразования в клапанах, повышению коэффициента подачи, так как всасываемый газ менее нагревается от стенок.

Наибольший эффект для снижения конечной температуры достигается в промежуточных холодильниках. Кроме снижения температуры, охлаждение воздуха в цилиндрах и промежуточных холодильниках приводит к увеличению экономичности работы компрессора. Это видно из рис.94, на котором изображен процесс охлаждаемого двухступенчатого компрессора.

В результате внутреннего охлаждения процесс сжатия в первой ступени пойдет по политропе 1-2 и во второй ступени – по политропе 3 - 4. Процесс охлаждения в промежуточном холодильнике изобразится изобарой 2 - 5 (сопротивлением холодильника пренебрегаем).

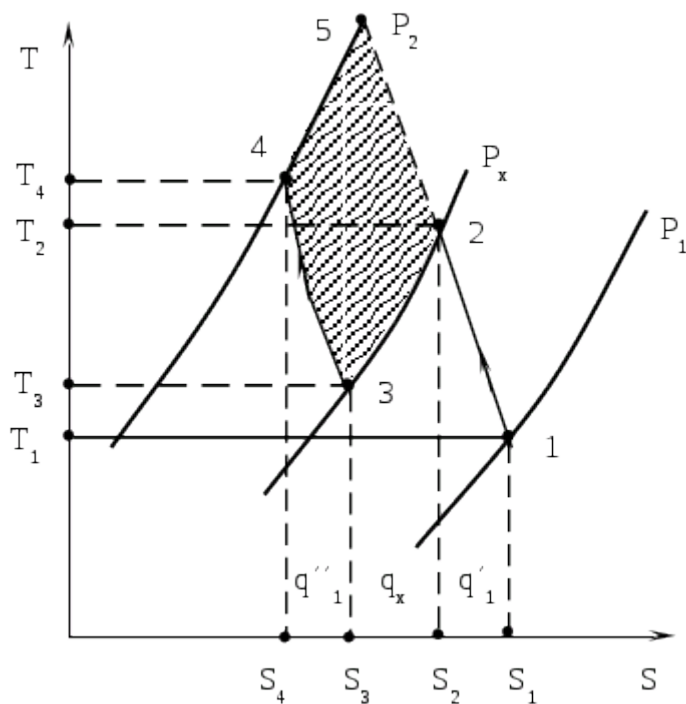


Рисунок 4 - Процесс сжатия газов в двухступенчатом поршневом компрессоре с промежуточным охлаждением

Экономичность в работе с применением промежуточного охлаждения оценивается площадью 2-3-4-5-2.

Количество тепла, отведенного при охлаждении в рубашках в расчете на 1 кг воздуха, равно:

в 1-й ступени:

$$q_1' = \frac{n-k}{n-1} c_v (T_2 - T_1), \text{ Дж/кг (319)}$$

во 2-й ступени:

$$q_1'' = \frac{n-k}{n-1} c_v (T_4 - T_3), \text{ Дж/кг (320)}$$

Если массовая производительность компрессора равна m кг/сек, то количество тепла, отведенного в обеих рубашках

$$Q_1 = (q_1' + q_1'') m, \text{ Дж (321)}$$

Количество тепла, отведенного в промежуточном холодильнике равно:

$$Q_2 = (T_2 - T_3) m, \text{ Дж (322)}$$

В формулах (3) и (4) c_v и c_p - удельные теплоемкости воздуха при постоянном объеме и постоянном давлении Дж/кг град °C;

Общее количество тепла, отведенного в компрессоре (без учета конечного холодильника)

$$Q = Q_1 + Q_2, \text{ Дж (323)}$$

4.2.1 Типы промежуточных и концевых холодильников

Конструкция холодильника в первую очередь зависит от охлаждающей среды. Чаще всего сжатый газ охлаждают водой, а у небольших или передвижных компрессоров обычно воздухом.

Наиболее простой конструкцией водяного холодильника является спиральная трубка, через которую протекает сжатый газ; снаружи трубка омывается водой (рис. 95). Холодильники такого типа получили распространение для небольших компрессоров.

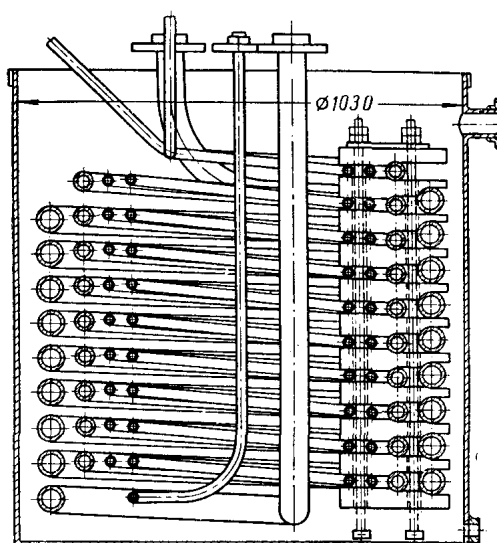


Рисунок 5 - Змеевиковые холодильники высокого давления

Современные крупные компрессоры высокого давления часто имеют концевые холодильники типа «труба в трубе» (рис. 96). Газ в них идет по внутренней толстостенной трубе, вода течёт в зазоре между трубами.

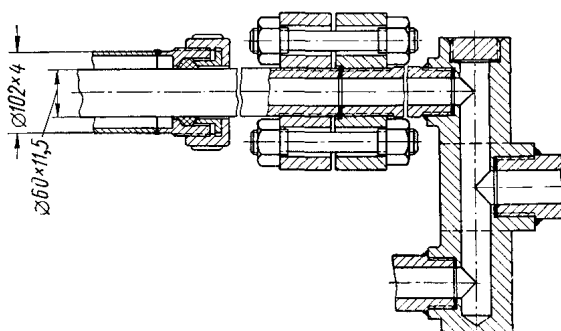


Рисунок 6 - Холодильник типа «труба в трубе»

При низких давлениях (максимум до 30 атм) у компрессоров средних и больших размеров обычно применяются кожухотрубные холодильники. Поверхность охлаждения образуется пучком прямых труб, развальцованных по концам в двух трубных решетках. По трубам протекает охлаждающая вода, газ проходит по межтрубному пространству. Поток газа направлен вдоль труб (рис. 97) или перпендикулярно к ним (рис. 98). Газ, обтекая внутренние перегородки, надетые на трубки, несколько раз меняет направление. Пучок трубок размещён в кожухе.

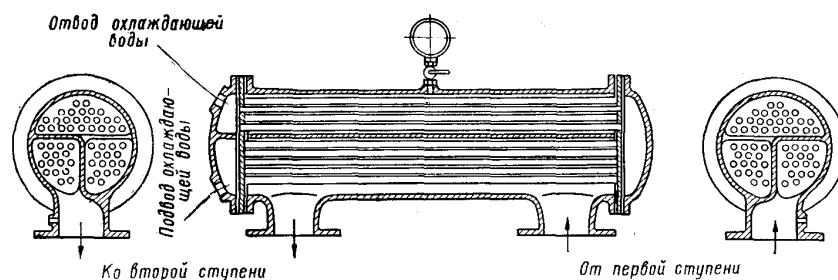


Рисунок 7 - Кожухотрубный холодильник с потоком воды в трубках

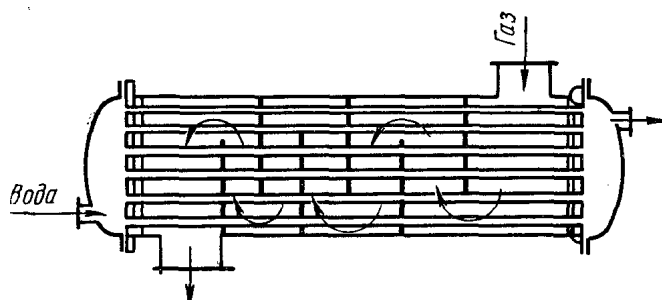


Рисунок 8 - Схема холодильника с потоком газа перпендикулярным к трубкам

Концевые воздухоохладители

Сжатый воздух, поступающий к различным механизмам, и имеющий на выходе из компрессора температуру 130 - 160° С, должен быть хорошо очищен от масла и влаги. Для этого в специальных концевых воздухоохладителях его охлаждают до 20 - 40° С (охлаждение воздуха в заводских условиях экономически выгодно).

Концевые воздухоохладители за счет уменьшения удельного объема воздуха снижают сечение трубопроводов для вновь сооружаемых воздушных сетей, а также уменьшают выделение конденсата масла в трубопроводах. Для уже имеющихся воздушных сетей позволяют снижать потерю напора, что приводит к сокращению расхода электроэнергии и улучшению условий работы дальних потребителей сжатого воздуха. Кроме того, наличие

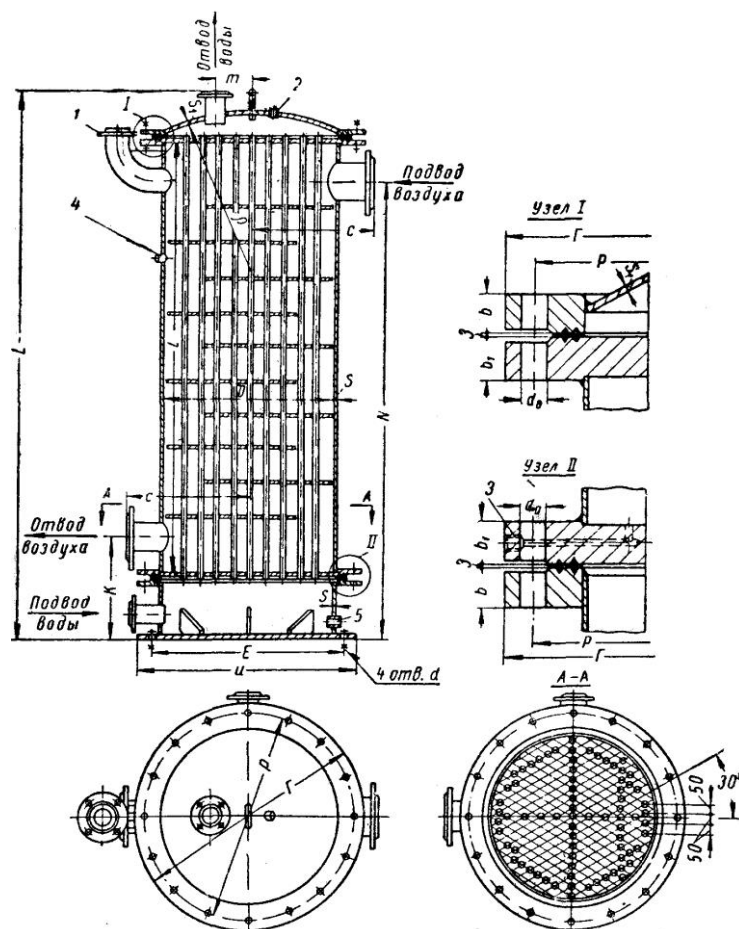
воздухоохладителей исключает загорание масла в ресиверах и перегрев последних в летнее время.

По конструкции различны. На рис. 99 показан вертикальный, многотрубный воздухоохладитель.

Концевые воздухоохладители наиболее просты в изготовлении, хорошо komponуемы по потоку воздуха и требуют небольшую площадь для своего размещения.

Он представляет собой вертикальный цилиндрический аппарат, состоящий из корпуса с приваренными трубными решетками, нижней и верхней водяной камеры, соединенных между собой посредством фланцев.

Поверхность охлаждения выполнена из стальных трубок диаметром 38×4 , укрепленных развальцовкой в трубных решетках.



1 – место установки предохранительного клапана; 2 – муфта для воздушного крана; 3 – место установки спускового крана для конденсата; 4 – муфта для подсоединения манометра; 5 – муфта для спускового крана воды

Рисунок 9 - Концевые воздухоохладители

Охлаждаемый воздух поступает в верхнюю часть межтрубного пространства, омывает трубки в поперечном направлении и охлажденным удаляется через нижний патрубок.

Охлаждающая вода входит в нижнюю водяную камеру и выходит через патрубок верхней водяной камеры.

Аппарат оборудуется манометром, предохранительным клапаном и кранами для выпуска воздуха из верхней водяной камеры для спуска воды из аппарата в нижней водяной камере и удаления конденсата из межтрубного пространства.

Материалы для изготовления основных деталей холодильника – корпуса, труб, трубных решеток, крышек – выбирают, исходя из коррозионных свойств и давлений рабочих сред. В большинстве случаев для изготовления вышеуказанных деталей применяют углеродистую сталь. В случае, когда она не обеспечивает достаточной коррозионной стойкости, применяют цветные металлы и нержавеющую сталь или предусматривают антикоррозионную защиту.

Основные размеры воздухоохладителей такого типа приведены в табл. 20.

Таблица 2 – Основные размеры воздухоохладителей

Условные обозначения размеров	Производительность по свободному всасу, м ³ /час				
	600	1200	1800	3000	6000
D	430	530	580	710	890
L	2430	2460	2570	2600	2820
b	28	30	30	32	36
b ₁	28	30	30	40	45
s	5	5	6	6	8
s ₁	6	6	6	8	8
N	2100	2110	2220	2220	2380
C	350	400	450	510	600
K	430	430	450	460	460
E	515	620	665	810	1010

И	565	680	720	870	1065
p	550	550	650	900	1100
l	2000	2000	2100	2100	2300
z	22	22	27	27	27
l ₁	600	600	800	800	800
d	25	25	30	30	30
n	55	85	107	161	247
y	16	16	20	24	24
d ₀	23	23	25	25	30
m	110	130	150	180	200
P	515	620	672	810	1010
Г	565	670	720	860	1065
Патрубок Л	Ø 108×4	Ø 108×4	Ø 133×4	Ø 159×1,5	Ø 219×6
Патрубок Б	Ø 89×3,5	Ø 89×3	Ø 108×4	Ø 133×4	Ø 159×4,5
Патрубок В	Ø 38×2,5	Ø 45×2,5	Ø 56×2,5	Ø 76×4	Ø 76×3
Поверхность охлаждения в м ²	13,0	20,0	26,0	40,0	68,0
Примерный вес, кг	703	1028	1998,4	1966	3306

8.2.2 Система охлаждения компрессора 4М10-100/8

Система охлаждения оппозитного компрессора 4М10-100/8 показана на рис.58.

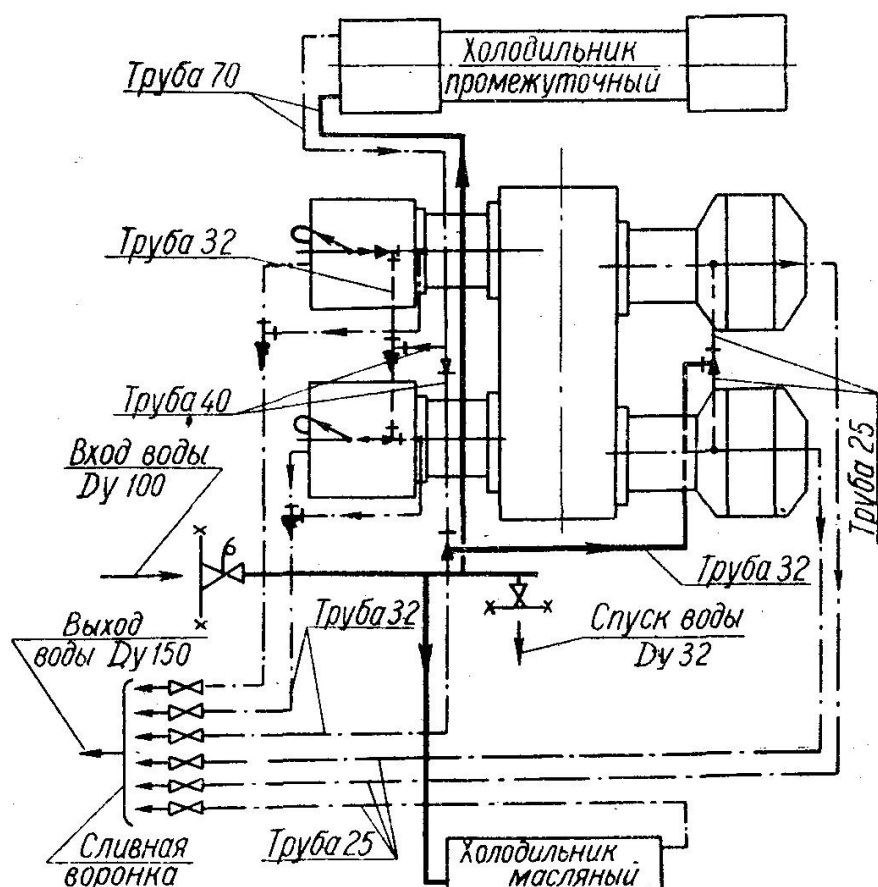


Рисунок 10 - Система охлаждения оппозитного
компрессора 4М10 – 100/8

Промежуточный холодильник между I и II ступенями сжатия выполнен в горизонтальном исполнении. Вода подается в промежуточный холодильник и после него в рубашки цилиндров. Для визуального наблюдения наличия воды в трубах имеется общая сливная воронка.

8.3 Требования к системе охлаждения компрессоров

1. Для охлаждения компрессора и аппаратов должна применяться чистая вода из водопроводной сети или из циркуляционной системы с охлаждением оборотной воды.
2. Охлаждающая вода не должна содержать растительных и механических примесей выше 40 мг/л. Карбонатная жесткость воды должна быть не выше 7 мг/экв·л. Не допускается применение кислотной воды без предварительной ее нейтрализации. Не допускается присутствие сероводорода и железа. Химический анализ воды должен производиться не реже одного раза в квартал. В том случае, когда для охлаждения

компрессора и аппаратов отсутствует вода необходимого качества, должны быть оборудованы водоочистительные установки.

3. Необходимо периодически производить осмотр и чистку поверхностей теплообмена.
4. Температура охлаждающей воды на выходе должна быть не выше $+40^{\circ}\text{C}$ во избежание отложения солей жесткости на поверхности трубок. При наличии установок электромагнитной обработки воды конечная температура может быть повышена. Давление в рубашках компрессора не более 0,3 МПа. Для контроля за температурой воды на подводящем и отводящих трубопроводах установлены термометры.
5. Регулировка количества подаваемой воды в различные точки производится посредством запорных вентилей. При эксплуатации необходимо внимательно следить за наличием слива воды из каждой охлажденной точки и в случае отсутствия слива немедленно выяснить причину и устранить ее. В противном случае компрессор необходимо остановить.

Расход воды на охлаждение рубашек и крышек цилиндров, промежуточного и конечного холодильников составляет $6 - 7 \text{ л/м}^3$ в расчете на 1 м^3 свободного воздуха.

Практическое занятие № 49. «Расчет систем смазки, охлаждения газомотокомпрессоров (ГМК)».

Газомотокомпрессоры — агрегаты, в которых компрессор и газовый двигатель размещены на одной станине, а передача мощности от газового двигателя к компрессору осуществляется посредством общего коленчатого вала. Такие агрегаты выпускают с горизонтальным односторонним или оппозитным расположением компрессорных цилиндров и вертикальным или V-образным расположением силовых цилиндров. Двигатель состоит из следующих основных узлов и систем: остова, кривошипно-шатунного механизма, механизма газораспределения, систем подачи топлива, регулирования скорости, зажигания, автоматики, охлаждения, наддува, смазки и прес-смазки, пуска.

Остов — совокупность неподвижных деталей — предназначен для монтажа всех движущихся частей и создания полостей для осуществления рабочего цикла двигателя. Остов представляет собой жесткую конструкцию, образованную фундаментной рамой, блоком силовых цилиндров с втулками и крышками цилиндров, коренными подшипниками, крейцкопфами и при наличии — продувочными цилиндрами.

Кривошипно-шатунный механизм — общий для двигателя и компрессора, состоит из коленчатого вала с противовесами, шатунов и поршней двигателя, шатунов и крейцкопфов компрессоров. В газомотокомпрессоре 10ГКН предусмотрены поршни продувочных цилиндров.

Система подачи топлива предназначена для подачи топлива в цилиндры газового двигателя и регулирования его количества совместно с регулятором скорости, а также поддержания оптимального соотношения количества топливного газа и воздуха наддува на всем диапазоне нагрузок газомотокомпрессора. Она состоит из клапана соотношения «топливный газ — воздух наддува», газорегулирующего клапана с управлением от регулятора скорости, клапанов ручной регулировки и газовпускных клапанов.

Механизм газораспределения, предназначенный для впуска в цилиндр топливного газа, состоит из распределительного вала с пусковыми и топливными кулачками для каждого силового цилиндра, привода распределительного вала от коленчатого вала через цепную передачу и газовпускных клапанов распределительного вала, механически связанных с кулачками.

В газомотокомпрессоре ДР-12 газораспределительные валы на каждый ряд силовых цилиндров по одному валу расположены на наружной стороне каждого блока.

Система регулирования скорости предназначена для поддержания постоянной скорости вращения коленчатого вала независимо от нагрузки. Эту задачу выполняет центробежный регулятор непрямого действия с изодромной обратной связью буферного типа, который через систему рычагов воздействует на газорегулирующий клапан.

Система зажигания обеспечивает воспламенение в заданный момент рабочего цикла газового двигателя сжатой газовоздушной смеси. Воспламенение осуществляется электрической искрой, проскакивающей между контактами запальной свечи. Газомотокомпрессоры комплектуются как системой зажигания с низковольтными магнето, так и с бесконтактной тиристорной системой зажигания. Эта система состоит из низковольтных магнето или датчика-генератора и электронного коммутатора для тиристорной системы, катушек зажигания и искровых свечей зажигания.

Для отключения зажигания при неполадках в работе двигателя предусмотрены специальные автоматические устройства.

Система охлаждения обеспечивает охлаждение двигателя, масла и воздуха. Состоит из расширительного бака, водяного насоса, охладителя воды, масла и воздуха. Охлаждение блока силовых цилиндров осуществляется по «горячему» циклу — водой, предварительно нагретой при проходе через охладитель масла.

Для охлаждения цилиндров двигателя применяется мягкая вода (конденсат), очищенная от осадков и накипообразующих солей. Компрессорные цилиндры, турбокомпрессор и система охлаждения охладителей наддувочного воздуха и масла охлаждаются проточной водой.

Система наддува предназначена для подачи воздуха с избыточным давлением в цилиндры двигателя, продувки их от выхлопных газов, создания газовоздушной смеси повышенной плотности. Состоит она из турбокомпрессора, который приводится в действие газовой турбиной, работающей на выхлопных газах двигателя. В компрессоре 10ГКН предусмотрены продувочные насосы, в которых обеспечивается дожатие воздуха перед подачей его в цилиндр двигателя. Кроме того, в состав этой системы входят воздухоочиститель, ресивер и охладители наддувочного воздуха.

Система смазки газомотокомпрессора — смешанная, предназначенная для подачи масла в трущиеся детали, осуществляется под давлением (циркуляционная система смазки от маслососа и система пресс-смазки от лубрикатора) и разбрызгиванием. Состоит из маслососа, лубрикатора, фильтров грубой и тонкой очистки масла и охладителя масла. Пресс-смазка цилиндров двигателя, компрессора и сальников штоков

компрессорных цилиндров осуществляется с помощью лубрикаторов плунжерного типа. Смазка кривошипно-шатунного механизма осуществляется разбрызгиванием масла, находящегося в картере газомотокомпрессора, и от циркуляционной системы смазки под давлением.

Система пуска. Пуск газомотокомпрессоров при любом положении коленчатого вала осуществляется сжатым воздухом из пусковых баллонов или с помощью пускового стартера винтового типа, приводимым во вращение компримируемым газом. Система пуска сжатым воздухом состоит из пусковых баллонов, главного пускового клапана, распределительных клапанов и пусковых клапанов.

Система автоматики предназначена для автоматического контроля, защиты и управления газомотокомпрессором. Эта система взрывобезопасная, пневматическая, состоит из приборов, датчиков и средств управления, аварийно-предупредительных устройств и исполнительных механизмов. Она обеспечивает автоматический пуск и загрузку, нормальную и аварийную остановку и разгрузку, автоматическую защиту и сигнализацию по рабочим параметрам, регулирование подачи газомотокомпрессора как воздействием на регулятор скорости, так и на регуляторы подачи в компрессорных цилиндрах. Кроме того, система автоматики позволяет осуществлять автоматическое регулирование подачи топливного газа, давления воздуха и уровня масла в раме газомотокомпрессора.

Чтобы сделать компрессор более экономичным, предусматривают принудительное охлаждение. Чаще оно бывает водяным, иногда воздушным.

В одноступенчатых компрессорах делают охлаждение цилиндров компрессора, в многоступенчатых, кроме того, охлаждают газ в промежуточных холодильниках.

В цилиндрах удается отвести небольшое количество тепла; главным образом здесь отводится тепло, выделенное при трении в поршневых кольцах и сальнике. Здесь основная цель охлаждения - снижение температуры стенок цилиндра с тем, чтобы улучшить условия смазки. Основное количество тепла отнимается у газа в промежуточных холодильниках.

Часто после компрессора устанавливают конечные холодильники. Эти холодильники на процесс сжатия не влияют, и их предусматривают, исходя из требований техники безопасности и технологических нужд - для охлаждения газа и отделения от него влаги и масла. Расход воды, необходимый для этих холодильников, мы в дальнейшем не учитываем.

Вода, поступающая в холодильник, может идти по проточной системе при достаточном ее количестве или по замкнутой. В последнем случае воду, нагретую в холодильнике, необходимо охлаждать. На рис. 2.4 показаны системы охлаждения проточная (а) и циркуляционная (б) с брызгальным бассейном. Вода подается для охлаждения цилиндров первой и второй ступеней компрессора (К) и в холодильник (Х). Нагретая вода направляется в сборный бассейн. При циркуляционной системе вода нагнетается насосом (Н) к местам охлаждения, а в брызгальном бассейне в систему разбрызгивания. Капли и струи воды охлаждаются воздухом, и охлажденная вода собирается во втором бассейне.

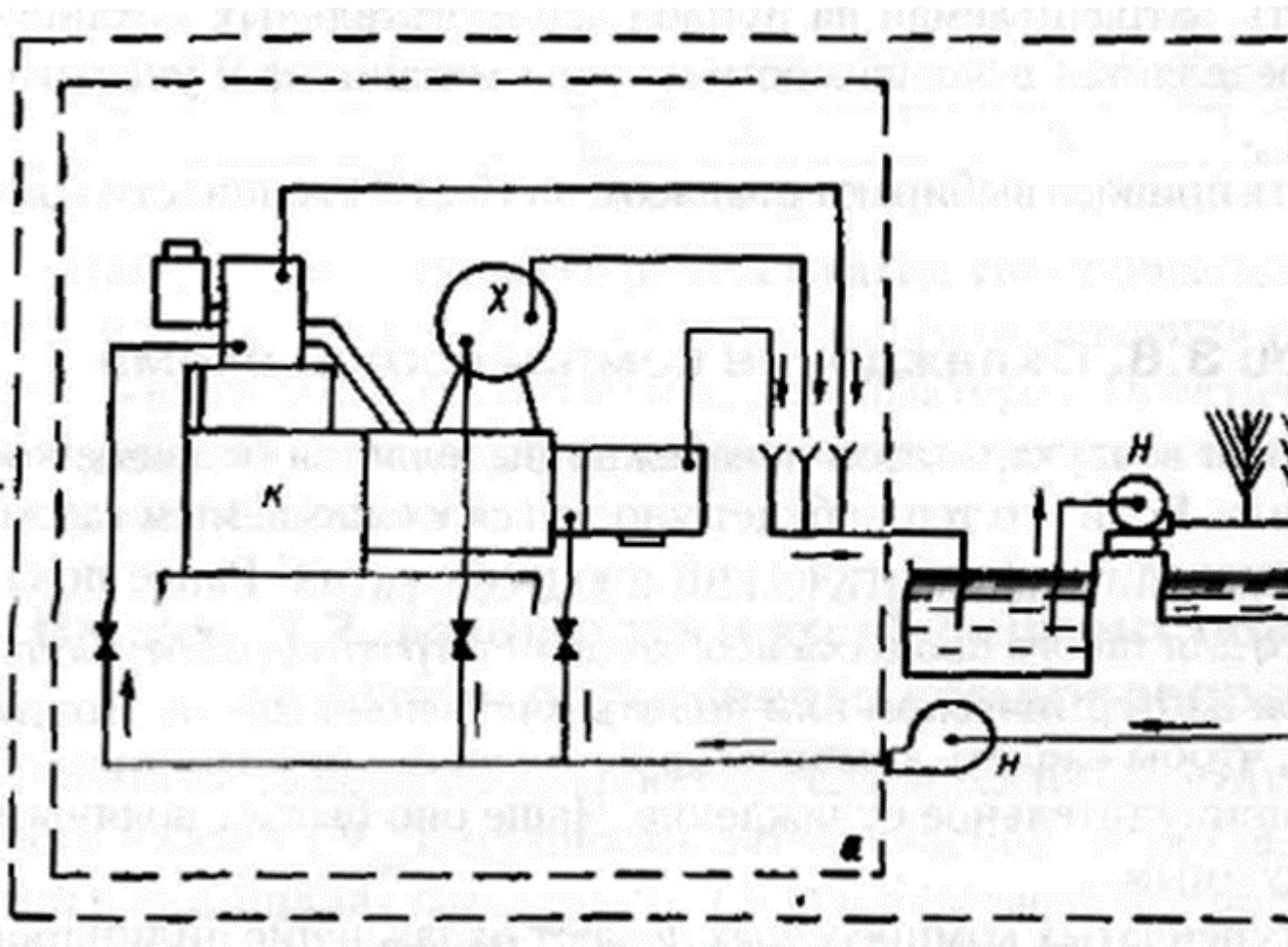


Рисунок 1 Проточная (а) и циркуляционная (б) системы подачи воды для охлаждения компрессора

Охлаждение воды разбрызгиванием сопровождается большим уносом воды и для своего устройства требует больших площадей.

Практическое занятие № 50. «Расчет показателей ТОР насосов».

Для выбора подходящей модели насоса следует предварительно определиться с требуемыми параметрами, которыми он должен обеспечивать. Сразу скажем, что количество подобных параметров очень велико, и они отличаются у различных типов насосов. Так, например, для фекальных насосов, перекачивающих загрязненную воду, важным параметром является размер частиц и волокон, которые могут перекачиваться без ущерба для конструкции. В это же время аналогичный параметр для насоса, предназначенного для перекачивания чистой питьевой воды, просто не нужен уже по определению, так как даже минимальный уровень загрязнений приведет к серьезным проблемам с работоспособностью насоса.

Впрочем, есть несколько параметров насоса, которые являются универсальными для всех его типов. К ним относятся:

- подача;
- напор;
- мощность;
- коэффициент полезного действия;

- частота вращения.

Подача подразумевает под собой величину объема перекачиваемой жидкости в единицу времени (существует еще массовая подача, в которой определяется масса жидкости, перекачиваемой в единицу времени). Единицей измерения подачи является количество метров кубических, которые может перекачаться за час насос (второй вариант - количество килограмм жидкости, которые перекачиваются за час).

Под напором понимается максимальная высота, на которую сможет подняться жидкость под воздействием внешней кинетической энергии жидкости, разности высот и статического давления. Данный показатель очень важен в том случае, если необходимо поднять воду, например, с уровня земли на третий этаж или со дна колодца на поверхность.

Величина напора представляет собой сумму статического и динамического напоров. При этом статическое значение напора можно вычислить по следующей формуле: $H_{ст} = (p_n - p_v) / \rho g + (z_n - z_v)$, где:

- p_n – давление в напорном патрубке;
- p_v – давление во всасывающем патрубке;
- ρ – плотность перекачиваемой жидкости;
- g – ускорение свободного падения;
- z_n и z_v – соответственно, высота жидкости в напорном и всасывающем патрубках.

Динамически напор определяется по следующей формуле: $H_d = (v_n^2 - v_v^2) / 2g$.

Мощность представляет собой количество энергии, которая подводится к двигателю насоса от однофазной или трехфазной сети электроснабжения. Понятное дело, что часть данной энергии при этом теряется на преодоление сил трения, различного сопротивления и другие препятствия. В результате становится актуальным вычисление уровня полезной мощности, которая равна количеству энергии, которая затрачивается на непосредственное перекачивание жидкости. В общем случае ее можно определить по следующей формуле:

$$N_n = Q \rho g H / 10^3 = Q p / 10^3, \text{ где}$$

Q – величина объемной подачи;

P – значение плотности перекачиваемой жидкости.

После этого можно рассчитать соотношение полезной и затраченной мощности, которое и даст значение коэффициента полезного действия. Следует заметить, что КПД можно представить в виде произведения значений гидравлического, объемного и механического коэффициента полезного действия. Первый из них учитывает потери на преодоление гидравлических сопротивлений, второй – учитывает утечки жидкости внутри насоса, а третий – потери на механическое трение. Впрочем, обычно при выборе насоса обращают именно на суммарный показатель КПД.

Под частотой вращения понимается количество оборотов вала насоса в единицу времени. Определение частоты вращения идет в зависимости от целого ряда условий. К ним относится тип двигателя и насоса, требования к величине экономичности, имеющиеся ограничения по габаритным размерам, массе и некоторые другие параметры.

Практическое занятие № 51. «Изучение приспособлений и инструментов для ремонта насосов».

Требования к ремонту деталей и неразъемных

соединений:

- 1 Ремонт насоса должен производиться на специализированных рабочих местах и производственных участках в соответствии с технологическими процессами, утверждёнными в установленном порядке.
- 2 Детали, бывшие в эксплуатации и используемые при ремонте повторно без восстановления, а также все новые и восстановленные детали, должны быть приняты отделом технического контроля предприятия в соответствии с требованиями рабочих чертежей и технических условий на ремонт.
- 3 Неуказанные предельные отклонения линейных размеров обработанных поверхностей должны соответствовать 7 классу точности ОСТ 1010.
- 4 Сварка и наплавка сборочных единиц и деталей должна производиться электродами или наплавочной проводкой.
- 5 В ряде случаев ТУ рекомендуется несколько способов восстановления деталей, расположенных в порядке предпочтительного применения. Выбор способа восстановления производится в зависимости от технической возможностей ремонтного предприятия. Допускается применения других, неуказанных в ТУ способов, если они освоены ремонтным предприятием и гарантируют высокое качество ремонта.
- 6 Поверхности деталей, восстановленных гальваническим наращиванием, хромированием, остаиванием и другими способами, должны быть гладкими, без отслоений и трещин.
- 7 Крепёжные детали, изготовленные из не коррозионностойких материалов, должны иметь защитные покрытия.
- 8 При ремонте насоса разрешается использовать оборотный фонд обезличенных деталей и сборочных единиц, имеющихся на ремонтном предприятии.

Ремонт корпуса крейцкопфа.

Основными дефектами корпуса крейцкопфа являются износ отверстий под палец и повреждение резьбы под надставку штока.

Изношенные отверстия под палец крейцкопфа восстанавливают металлизацией или способом дополнительных ремонтных деталей.

При восстановлении способом дополнительных ремонтных деталей изношенные отверстия растачивают на больший размер, запрессовывают в них втулки, имеющие припуск по внутреннему диаметру, и обваривают втулки с внешней стороны корпуса сплошным швом. Затем крейцкопф устанавливают на токарном станке и растачивают отверстия во втулках с одной установки на первоначальный размер. Для восстановления резьбы в отверстиях под надставку штока также применяют дополнительные ремонтные детали. Отверстие с поврежденной резьбой растачивают на больший размер и запрессовывают втулку. Втулка имеет бурт, удерживающий ее в корпусе крейцкопфа; с противоположной стороны бурта втулка приваривается к корпусу крейцкопфа. Затем втулку растачивают и нарезают резьбу первоначального размера.

Ремонт клапанных коробок.

Основными дефектами клапанных коробок буровых насосов являются износ поверхности упорного бурта внутри цилиндра под уплотнение цилиндровой втулки, а также поверхностей сопряжения седел и цилиндрических втулок с корпусом. Изношенные

поверхности клапанных коробок восстанавливают наплавкой или способом ремонтных размеров. При незначительных износах восстановление изношенных поверхностей ведется при помощи электродуговой наплавки с последующей расточкой наплавленных поверхностей на расточных станках. При значительных повреждениях гнезда клапанов их восстанавливают способом дополнительных ремонтных деталей. В этом случае отверстие гнезда клапана растачивают на больший размер и запрессовывают втулку, которую затем растачивают до первоначального размера сопряжения гнезда с седлом клапана. Для создания надежной герметичности восстанавливаемую поверхность гнезда растачивают на конус при помощи специального приспособления и при запрессовке втулки под ее торец подкладывают уплотняющую прокладку из свинца, а также применяют обварку по кромке запрессованной в гнездо втулки. Конусную поверхность втулки под седло клапана после расточки пришабривают и притирают. В настоящее время на некоторых ремонтных предприятиях крепление втулок в гнезде клапана осуществляют способом склеивания. При этом устраняется необходимость в механической обработке втулки после ее установки в клапанной коробке, так как отсутствует коробление, имеющееся при сварке. При значительных износах в местах посадки цилиндрических втулок также применяют способ дополнительных ремонтных деталей, т. е. производят предварительную расточку поверхностей под цилиндрические уплотнения с последующей запрессовкой втулки.

Приспособления и инструмент, применяемые при ремонте

Для обслуживания, эксплуатации и ремонта насоса предусмотрен комплект инструмента и принадлежностей. В инструмент входят все необходимые ключи, а также:

- Съёмник седел клапанов;
- Съёмник для извлечения цилиндрических втулок;
- Приспособление для напрессовки и распрессовки поршней;
- Приспособление для извлечения уплотнений штока;
- Приспособление для запрессовки седел клапанов;
- Приспособление для установки цилиндрической втулки;

Гидравлический съёмник седел клапанов буровых насосов состоит из трех основных частей: захватывающего устройства, гидравлического цилиндра и ручного винтового насоса.

После установки штока с захватывающим устройством в клапанной коробке на него надевают гидравлический цилиндр в сборе с поршнем. Шток подтягивают вверх и крепят к поршню гайкой. При помощи винтового насоса, расположенного на корпусе поршня, в гидравлическом цилиндре создается необходимое давление для выпрессовки седла клапана из гнезда клапанной коробки.

Кроме этого при ремонте бурового насоса для разборки используют катушку – приспособление к прессу усилием 630 тонн.

В последнее время на СЦБПО БНО применяют инструмент марки ЭНЕРПАК для запрессовки втулки бронзовой в отверстие шатуна насоса УНБ-600.

Практическое занятие № 52. «Расчет показателей ТОР компрессоров.

Выбор компрессорного оборудования. Тип компрессора»

Остановимся на основных шагах выбора компрессорного оборудования.

Компрессор – это устройство, которое используется для увеличения давления сжимаемой среды путем уменьшения удельного объема среды во время ее прохождения через компрессор. Уровень давления на входе и выходе варьируются от глубокого вакуума до избыточного давления в зависимости от потребностей технологического процесса. Это одно из главных условий, под которые подбирают тип и конфигурацию компрессора. Компрессоры обычно подразделяют на две больших подгруппы: динамические и объемные. Для одной области применения могут быть подобраны разные типы компрессоров, которые могут лучше подходить для конкретного применения, учитывая специфику их конструкции.

Свойства рабочей среды. Сжатие газов

В компрессоре могут быть сжаты различные газы. Необходимо предоставить термодинамические свойства газа или сжимаемой газовой смеси, для того, чтобы поставщик мог надлежащим образом рассчитать компрессорный агрегат. При выполнении расчета компрессора необходим полный состав газа, название газа, а также его химическую формулу. В спецификации компрессора должен быть указан анализ газа с перечислением названий каждого компонента, молекулярного веса, точки кипения и т.д. Эти данные очень важны, так как являются определяющими для многих параметров компрессора. Соотношение между основными параметрами газа (давлением, температурой и объемом) называется уравнением состояния газа.

Наиболее простое уравнение состояния газа – это уравнение состояния идеального газа.

$$P \cdot V = R \cdot T$$

где:

P — давление,

V — молярный объём,

R — универсальная газовая постоянная,

T — температура.

Это уравнение применяется только к газу, температура которого намного выше критической температуры, или давление намного ниже, чем критическое давление. Воздух при атмосферных условиях подчиняется этому закону.

Реальный газ отличается от идеального фактором называемым сжимаемостью («Z»). Понятие «сжимаемость» используют в термодинамике для пояснения отклонения термодинамических свойств реальных газов от свойств идеальных газов.

$$P \cdot V = Z \cdot R \cdot T$$

Значение «Z» - функциональная зависимость состава газа и его давления и температуры.

Это уравнение верно, если и только если «Z» определено. «Z» может быть рассчитано с адекватной точностью во многих случаях при использовании закона соответственных состояний:

$$Z = \text{fn}(P_R, T_R) = \text{fn}([P/P_C], [T/T_C])$$

Часто удобно использовать одно уравнение для расчета значения «Z».

Существуют много уравнений, наиболее простое - это уравнение состояния Редлиха — Квонга.

$$P = ([(R \cdot T) / (v - b)] - [a / (v^2 + b \cdot v)])$$

Другие уравнения более точные для широкого диапазона газов и условий, но более сложные.

Наиболее часто используемые для расчета производительности компрессора - это уравнение состояния Соаве-Редлиха-Квонга, уравнение состояния Пенга-Робинсона, уравнение Бенедикта-Вебба-Рубина, Старлинга-Хана, методы API и другие.

Коэффициент сжимаемости Z можно рассчитать на компьютере для чистых газов или их смесей, используя готовые общие таблицы сжимаемости газов на основе отношения фактических и критических значений температуры и давления, имеющиеся в доступе в различных источниках.

Параметры газа также можно найти с помощью диаграмм состояния, таблиц термодинамических свойств конкретного газа или из соответствующего уравнения состояния.

Термодинамика. Расчеты.

Термодинамика – это отрасль науки, которая занимается тепловой энергией. Это основа инжиниринга, которая позволяет понять механизм преобразования энергии. Теория процесса сжатия изначально определяется первым и вторым законом термодинамики.

Первый закон термодинамики.

Первый основной принцип термодинамики гласит: энергия не может быть ни создана, ни разрушена, она может быть только изменена из одной формы в другую.

$$Q_h = W_w \cdot \Delta E$$

Уравнение энергии для фиксированной массы газа гласит, что увеличение энергии газа равняется работе, совершаемой по отношению к газу, минус тепло, отводимое от газа во внешнюю среду. В компрессоре можно не учитывать изменения в потенциальной и химической энергии. В тех областях применения, где используется уравнение энергии для фиксированной массы газа, можно не принимать в расчет кинетическую энергию. Тогда уравнение энергии будет выглядеть так:

$$E_2 - E_1 = M \cdot (e_1 - e_2) = W - Q$$

Если мы рассматриваем контрольный объем, то должны учитывать работу совершаемую газом, который входит и выходит из контрольного объема. При этом в большинстве случаев там, где используется это уравнение, необходимо учитывать кинетическую энергию газа, который входит и покидает контрольный объем. Уравнение энергии тогда примет такой вид:

$$E_2 - E_1 = M_{\text{ВХ}} \cdot h_{0 \text{ ВХ}} - M_{\text{ВЫХ}} \cdot h_{0 \text{ ВЫХ}} + W - Q$$

где:

$$h_0 = h + (1/2) \cdot u^2 \cdot (1/32,18)$$

И

$$h = e + P \cdot v(144)$$

Для стационарного процесса не будет изменений в условиях в контрольном объеме и $E_2 = E_1$.

Тогда:

$$M_{\text{ВЫХ}} \cdot h_{0 \text{ ВЫХ}} - M_{\text{ВХ}} \cdot h_{0 \text{ ВХ}} = H_{0 \text{ ВЫХ}} - H_{0 \text{ ВХ}} = W - Q$$

Уравнения изоэнтропического изменения указаны выше. Они применяются к любому изменению во время, которого нет потерь и нет отвода тепла к газу. Изменение свойств можно взять из диаграммы Моляе для газа или если газ является идеальным газом, то по уравнениям приведенным выше:

$$P \cdot V_v^n = \text{const}$$

$$P^{(n_v-1)/n_v} / T = \text{const}$$

Закон для потока несжимаемой среды через ограничение:

$$m = F \cdot \sqrt{(2 \cdot \rho \cdot \Delta P))} \cdot \sqrt{(32,18/144)}$$

F - площадь эффективного потока, то есть геометрическая площадь потока.

Для идеального газа, если перепад давления низок настолько, что поток дозвуковой как это должно быть в поршневых компрессорах, перепад давления выражается:

$$m = k \cdot p_1/a_1 \cdot (p_2/p_1)^{(k+1)/2k} \cdot F \cdot \sqrt{(2/(k-1) \cdot ((p_1/p_2)^{(k-1)/k} - 1))} \cdot 32,18$$

если

$$p_2/p_1 < [2/(k+1)]^{k/(k-1)}$$

Поток звуковой и m :

$$m = k \cdot p_1/a_1 \cdot (2/(k+1))^{(k+1)/(2 \cdot (k-1))} \cdot F \cdot 32,18$$

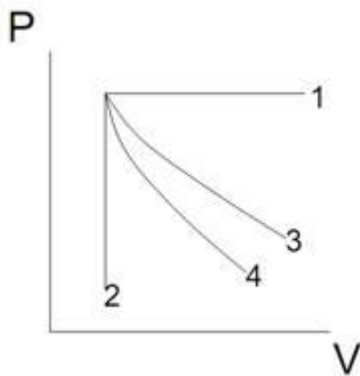
В термодинамике, система может классифицироваться как изолированная, закрытая или открытая опираясь на передачу массы и энергии в рамках границ системы. Система, в которой нет ни передачи вещества, ни энергии по ее границам с внешней средой называется изолированной. Закрытая система не имеет передачи массы с внешней средой, но может передавать энергию (либо тепло или работу) внешней среде. Открытая система - это система, в которой вещество и энергия могут передаваться вдоль ее границ. Когда переменные системы, такие как температура, давление, или объем меняются, говорят о том,

что система находится в термодинамическом процессе. Существуют различные виды термодинамических процессов:

1. изобарический процесс (означает, что объем увеличивается, в то время как давление постоянное)
2. изохорический процесс (процесс с постоянным объемом, означает, что работа совершаемая системой равна 0. Все тепло остается в системе.)
3. изотермический процесс (предполагается, что сжимаемый газ остается при постоянной температуре во время сжатия или расширения. Внутреннее тепло удаляется из системы с такой же скоростью, что и добавляется от механической работы процесса сжатия.)
4. адиабатический процесс (предполагается, что во время сжатия газа энергия или тепло не передаются к газу или от газа)
5. изэнтропический процесс (адиабатический процесс, который обратимый)
6. обратимый и необратимый процесс

Тепловой поток можно ограничить при помощи термически изолирующего материала вокруг системы, либо если проводить процесс так быстро, что тепловой поток не успеет образоваться.

Ниже представлена диаграмма различных типов термодинамических процессов описанных выше:



Процесс сжатия

Степень сжатия (R) – это отношение давления на нагнетании к давлению на всасе:

$R = P_d/P_s$ (где значения P_d и P_s являются абсолютными).

У одноступенчатого компрессора только одно значение R .

У двухступенчатого компрессора 3 значения R .

R = общая степень сжатия компрессора

R_1 = степень сжатия первой ступени

R_2 = степень сжатия второй ступени.

$$R = P_d/P_s$$

$$R_1 = P_i/P$$

$$R_2 = P_d/P_i$$

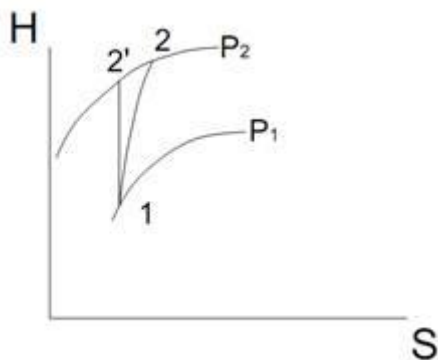
P_s – давление всасывания

P_d – давление на нагнетании

P_i – давление между ступенями

При сжатии газа в компрессоре доступный для молекул объем становится меньше, в результате чего расстояние между молекулами уменьшается. Т.к в фиксированном объеме количество молекул газа увеличивается, то его масса и плотность этого фиксированного объема также увеличиваются. Увеличение плотности влечет за собой увеличение давления.

На рисунке ниже вертикальная линия от точки 1 до точки 2' представляет изоэнтропический процесс сжатия, который требует минимальной работы по сжатию от P_1 до P_2 . Фактический процесс сжатия следует траектории от точки 1 вверх и вправо по направлению к увеличивающейся энтропии, заканчиваясь у точки 2 на изобаре для P_2 .



Работа, совершаемая в компрессоре, идет на увеличение давления газа, на увеличение температуры газа и на тепло, отводимое из компрессора. В большинстве случаев требование заключается в увеличении давления газа с наименьшей затратой мощности. Если процесс сжатия адиабатический, тогда между компрессором и внешней средой нет передачи тепла, тогда меньше работы будет совершаться, когда процесс изоэнтропический. Это предполагает, что нет потерь в компрессоре что, по сути, является недостижимой целью, но это можно брать за основу для индикаторного коэффициента полезного действия сжатия. Изоэнтропийный КПД компрессора определяется как работа по сжатию газа в изоэнтропическом процессе, поделенном на фактическую работу, используемую, для сжатия газа. КПД компрессора часто указывается как изоэнтропийный КПД.

Однако невозможно изготовить компрессор с изоэнтропийным КПД больше чем 100%. Совершаемая работа в обратимом изотермическом процессе меньше той, которая совершается в изоэнтропическом процессе. В обратимом изотермическом процессе температура газа поддерживается равной температуре на всасе при помощи обратимой передачи тепла во время сжатия. В таком процессе не должно быть потерь, однако потребляемая мощность больше почти всегда, чем изоэнтропическая мощность и поэтому изоэнтропический КПД обычно используется для классифицирования компрессоров.

Существующие два принципиальных типа компрессоров: объемные и динамические, отличающиеся по принципу сжатия рабочей среды. Объемные компрессоры сжимают газ путем удерживания значительных объемов газа в закрытом пространстве с последующим уменьшением объема. Сжатие происходит, когда в рабочую камеру машины поступает определенный объем газа, и происходит последующее уменьшение внутреннего объема рабочей камеры.

Другой тип компрессора - динамический компрессор, сжимает газ путем механического воздействия вращающихся лопастей или импеллера, передавая скорость и давление. Большой диаметр импеллера, большой молекулярный вес газа или большая скорость вращения будут производить большее давление. Обычно объемные компрессоры подбирают для небольших объемов газа и больших коэффициентов давления. Динамические компрессоры подбирают для больших объемов газа и меньших коэффициентов давления.

Базовые стадии подбора компрессора могут включать

1. расчет степени сжатия.
2. выбор между одноступенчатым компрессором и многоступенчатым.
3. расчет температуры на нагнетании.
4. определение объемной производительности.
5. определение требуемого рабочего объема.
6. выбор модели компрессора.
7. определение минимального крутящего момента выбранного компрессора.
8. выбор фактического крутящего момента.
9. расчет фактического рабочего объема.
10. расчет требуемой мощности.
11. подбор подходящих опций.
12. подбор надлежащего компрессора.

Технические характеристики компрессорного оборудования

Среди наиболее важных технических характеристик компрессорного оборудования следует выделить следующие:

- давление воздуха при выпуске в атмосферах или барах. Более популярные в быту модели компрессорного оборудования производят давление лишь от 6 до 8 бар, промышленные же компрессорные устройства способны создать давление воздуха в 25 бар. Давление означает то, что та или иная модель компрессора способна создавать определенное внутреннее давление и нагнетать в герметичную полость воздушную массу. Показатель создаваемого давления определяется классом и мощностью компрессорного агрегата. В быту нет необходимости использовать компрессор, который может создать сверхвысокое давление, достаточно будет небольшой машины с рабочим давлением до 10 бар. Крупное же предприятие не всегда может работать на таких значениях, здесь нужны более мощные компрессорные машины или установки. Рабочее давление компрессора является средней величиной между максимальным давлением, при котором останавливается процесс нагнетания, и минимальным давлением в системе, вновь запускающим компрессор. Как правило, между остановкой и включением компрессора в работу разница давлений составляет в 2 бара. Исходя из данного показателя, все компрессоры подразделяются на компрессорные машины низкого, среднего и высокого давления. Не каждый компрессор имеет достаточную мощность для сжатия воздуха при создании высокого давления, ведь только мощные поршневые устройства способны достигать показателей давления в 30 атмосфер. Их винтовые аналоги до столь высоких планок не дотягиваются;
Давление на входе / на выходе. В спецификации компрессора необходимо указывать

наименьшее значение давления газового потока на входе. Это необходимо для того, чтобы гарантировать производительность компрессора.

Давление может быть абсолютным или избыточным, при указании данных необходимо делать соответствующую пометку в спецификации. Необходимо также указывать единицы измерения для указываемого давления.

- Температура на входе. На температуру на входе влияют объемный расход, требования по напору и потребляемая мощность. Поэтому необходимо указывать также максимальную температуру на входе.
- Температура на нагнетании. Температура на нагнетании (T_d) зависит от температуры на входе, коэффициента сжатия, значения удельной теплоемкости газа и КПД сжатия. Эта температура важна для механического проектирования компрессора, выбора ступени сжатия, а также расчета охладителя и трубопроводов.

Температура на нагнетании компрессора напрямую оказывает влияние на срок службы поршневых колец и клапанов. Ниже представлена формула для расчета температуры на нагнетании для одноступенчатого компрессора с воздушным охлаждением:

$$T_d = T_s \cdot (P_d/P_s)^{(n-1)/n} = T_s \cdot R^{(n-1)/n}$$

где:

T_s - температура на всасе °R (°K)

P_s - давление на всасе PSIA (Bar-a)

P_d - давление на нагнетании PSIA (Bar-a)

R - степень сжатия (P_d/P_s)

n - отношение удельных теплоёмкостей газа.

- производительность всасывания или нагнетания воздуха (количество всасываемого или нагнетаемого на выходе воздуха). Как правило, производители компрессорного оборудования указывают в технических паспортах первое значение, так как вследствие потерь воздуха работающий компрессор всегда теряет производительность при нагнетании, а производительность при всасывании всегда немного выше. Производительность показывает объем воздуха, который компрессор, независимо от создаваемого им давления, способен выдать за определенное количество времени и измеряется в м³/час или в л/мин. Различные типы компрессорного оборудования имеют различные показатели производительности, определяющей конкретные цели применения компрессорного оборудования. Количество воздуха на входе перед началом процесса сжатия, потребляемое компрессором за определённый промежуток времени, также считается характеристикой производительности устройства. По-другому этот параметр называется расходом воздуха. Практика показывает на существующую между этими двумя показателями разницу, и полагаться следует все же на производительность на выходе из компрессора. При учёте необходимой потребности приобретать компрессорное устройство необходимо с запасом по производительности около 30%;
- мощность двигателя, которым оснащен компрессор, измеряемая в кВт. Это могут быть и дизели, и турбины, и электрические двигатели. Мощность двигателя имеет одно из определяющих значений, помогающих справиться компрессору с

нагнетанием воздуха. Чем выше мощность, тем больше расход энергии. При неверном расчете мощности двигателя энергетические затраты компрессора будут просто напрасными. Как правило, мощные двигатели устанавливаются и в мощные агрегаты, испытывающие необходимость именно в этом типе приводного устройства;

- вес и габаритные размеры компрессора. Эти значения могут быть разными. Они варьируют от довольно малых размеров, типичных для компактных гаражных устройств, которые легко транспортируются к месту выполнения работ, до довольно габаритных, для размещения которых может потребоваться целое помещение. Крупные предприятия, использующие мощные, производительные, крупногабаритные установки, не обращают особого внимания на их вес и размер, так как это оборудование стационарное и размещается, как уже было замечено выше, в отдельном машинном отделении. Габаритные размеры и вес компрессорной установки всегда напрямую связаны с её возможностями. Бытовой компрессор, наоборот, весьма компактен, и основная часть габаритов приходится на ресиверы с вместительностью 50, 100, 200 литров и выше. Альтернативным вариантом является компрессор винтового типа, которому для равномерной подачи воздуха не нужен ресивер. Конечно, без ресивера габариты и вес компрессорной установки становятся значительно меньше, что делает его значительно мобильнее;
- объем ресивера также относится к не менее важным характеристикам, позволяющим воздушному компрессору работать на холостом ходу. Это специальные резервуары, которые предназначены для сбора сжатого воздуха. Объем ресивера позволяет дольше работать пневматическому оборудованию в автономном режиме, когда компрессорная установка выключена. Это позволяет экономить энергию. Ещё одно преимущество ресивера состоит в том, что компрессорная установка может нагнетать воздух с заданными параметрами по давлению.
- Коррозионная активность перекачиваемого газа. Состав коррозионного газа необходимо определять для всех рабочих условий. Это важно, так как коррозионный газ во время сжатия может создать трещины, образующиеся в результате коррозии под напряжением в высокопрочном материале.
- Жидкость в потоке газа. Жидкости в газе необходимо избегать, так как это может послужить причиной повреждения компрессора. В случае содержания жидкости в рабочей среде необходимо оборудовать компрессор сепаратором для ее отделения, а также электрообогревом и изоляцией входного отверстия компрессора в случае, когда температура окружающей среды ниже точки росы газа на входе компрессора или когда происходит сжатие компонентов углеводорода тяжелее, чем этан.

Есть отрасли промышленности, например, пищевая отрасль, которые не могут допустить в сжатом воздухе наличие посторонних примесей. Поэтому в этих случаях при подборе компрессорной установки предпочтение отдаётся не мощностным характеристикам, а конструктивным особенностям в исполнении компрессора. Технические параметры компрессоров в подобных случаях должны соответствовать требованиям, предъявляемым к чистоте сжатого воздуха, сжатие которого должно протекать в устройстве, исключающем использование масла для смазки его рабочих поверхностей.

Конструктивные особенности компрессорного оборудования

К конструктивным особенностям компрессора можно отнести:

- a. вид приводного устройства. Им может быть как двигатель внутреннего сгорания, так и электродвигатель;
- b. количество ступеней, используемых для процесса сжатия воздуха. Эта характеристика имеет смысл и важность при выборе поршневых компрессоров, так как позволяет проводить сжатие газа не в одном, а в нескольких цилиндрах последовательно;
- c. система охлаждения (маслом, воздухом, водой).
- d. мобильность. Компрессоры могут быть установлены как стационарно, на специальном фундаменте, так и располагаться на прицепе для их упрощённой транспортировки;
- e. компоновка узлов. Все составные комплектующие элементы компрессорного устройства могут монтироваться как на раме, так и на ресивере;
- f. размещение ресивера: вертикальное и горизонтальное.

Питание от сети также не следует упускать из расчета при выборе компрессора, поскольку не все предприятия автосервисов, где делают монтаж шин, располагают источником тока с напряжением 380 вольт. В отдельных случаях даже подача напряжения в 220 вольт может идти нестабильно.

Выбор компрессора связан непосредственно с предварительным расчетом выше названных технических характеристик. Прежде, чем приступить к расчету характеристик компрессора, следует осветить некоторые тонкости. Перекачиваемая компрессорным устройством за единицу времени масса воздуха является величиной постоянной, зависящей напрямую от особенностей конструктивного исполнения компрессора. Но принято, что производительность определяют объемные величины, а не массовые. Этот факт часто ведёт к путанице в расчетах и, соответственно, к ошибкам в уже произведенных расчетах.

Это обусловлено тем, что воздух подвергается сжатию, как и все газы. Из-за этого одна и та же масса воздуха способна занять разный объем, что зависит от значений давления и температуры. Точную взаимосвязь между этими величинами объясняет сложная степенная зависимость или уравнение политропы. Компрессорное устройство наполняет ресивер, давление в котором растёт, а его объемная производительность падает. Получается, что объемная подача компрессора является переменной величиной. Какая же величина указывается тогда в технических характеристиках на компрессорное устройство?

По ГОСТу производительность компрессора исчисляется объемом воздуха на выходе из него, в пересчете на физические условия в процессе всасывания. Как правило, физические условия на входе в компрессор типичны для нормальных условий работы: температура составляет 20 °С, давление - 1 бар. По ГОСТу также допускается отклонение фактических показателей компрессорного устройства на $\pm 5\%$ от тех показателей, которые указаны в паспортных данных на этот компрессор.

При этом производят также перерасчет параметров потребителей сжатого воздуха, чтобы они были согласованы с характеристиками компрессорного устройства. Если, например, номинальный расход данного устройства составляет 100 литров/минуту, то это означает, что при рабочем давлении пневматический инструмент за одну минуту потребляет то количество воздуха, которое при нормальных условиях заняло бы объем в 100 литров.

Производители компрессорного оборудования за границей не ознакомлены с предписаниями российских ГОСТов и рассчитывают производительность своей продукции иным способом, что обычно приводит к ошибкам. Данные из технических паспортов на их компрессорную технику содержат параметры теоретической производительности устройства (производительности по всасыванию).

Теоретическая производительность компрессорного устройства определяется геометрическим объемом поместившегося в его рабочую полость воздуха за один период всасывания. Затем этот объем умножается на количество периодов (циклов) за единицу времени. Эта теоретическая производительность выше, чем фактическая производительность компрессорного устройства. Разница между теоретической и фактической производительностью компенсируется за счет коэффициента производительности ($K_{пр}$), который зависит от условий всасывания и от особенностей конструктивного исполнения компрессорного устройства (потерь на клапанах: всасывающих и нагнетательных, наличия не до конца вытесненного объема), которые способствуют уменьшению наполнения цилиндра (в случае с поршневым компрессором). Коэффициент производительности у компрессоров промышленного исполнения составляет от 0,6 до 0,8.

Разница в расчетах теоретической и фактической производительности, произведенных на входе и на выходе, может достигать существенной величины. При указании в технической характеристике теоретической производительности на компрессорное устройство следует пересчитать эти данные на производительность на выходе устройства, а значит, уменьшить её показатель на 30-40%.

Проектирование компрессора

В спецификации компрессора обязательно должно быть указано максимально допустимое рабочее давление. Эти данные наряду с максимально допустимой температурой используются производителями компрессоров для того, чтобы изготовить корпус и основные рабочие части компрессора, способные выдержать максимально допустимое давление и температуру. Для центробежных и осевых компрессоров максимально допустимое давление корпуса рассчитывается на компьютере путем добавления максимального давления на входе к максимальному дифференцированному давлению, которое может возникнуть в компрессоре при наиболее сложной комбинации условий. Для цилиндров поршневых и корпуса винтовых компрессоров максимально допустимое давление должно превышать номинальное давление на нагнетании на 10% или 25 psi в зависимости от того, какая из величин больше.

Максимально допустимая температура для центробежных и осевых компрессоров должна быть максимальной температурой на нагнетании, достигаемой при работе компрессора, и включать некоторый допуск. Максимально допустимая температура для цилиндров поршневых компрессоров и корпуса винтовых компрессоров должна превышать номинальную температуру на нагнетании.

Трубопроводные фланцы и номинальное значение

Присоединительные размеры трубопроводов, номинальное значение фланцев и их вид должны быть указаны в спецификации для всех входов и выходов компрессора. Уплотнение вала и штока плунжера также должно быть указано в спецификации.

Система смазки и смазочное масло

Прямая функция этих систем – прежде всего, предоставлять бесперебойную подачу чистой и охлаждающей смазочной жидкости для подшипников и уплотнений компрессора, зубчатых передач и привода. Это важные системы для компрессоров, поэтому расчет этих систем должен быть четко прописан в спецификации.

Материальное исполнение

Сжимаемые газы могут повлиять на выбор материалов компрессора, особенно это касается частей, соприкасающихся со средой. Так, например, при сжатии H_2S может произойти сероводородное растрескивание высокопрочных материалов. Подходящими для такой работы будут материалы, прошедшие термическую обработку после изготовления с устойчивостью к деформации не ниже 90000 psi.

Технологические ступени сжатия

Степень сжатия (R) – это отношение давления на нагнетании (P_2) к давлению всасывания (P_1) в компрессоре, P_2/P_1 . Когда требуется сжатие до высокого давления, расчет компрессора предполагает наличие нескольких ступеней сжатия, в некоторых случаях между ступенями сжатия требуются охладители для отвода тепла, которое возникает в процессе сжатия. Дополнительные ступени сжатия требуются, например:

- для снижения температуры в конце сжатия каждой ступени, применяя промежуточное охлаждение до приемлемого уровня, чтобы обеспечить надлежащую работу компрессора.
- для снижения температуры на входе ступени сжатия чтобы в свою очередь понизить напор, требуемый для достижения заданного коэффициента сжатия.
- для обеспечения ограничений по дифференциальному давлению и коэффициенту сжатия различных типов компрессоров, например ограничения по осевой нагрузке у центробежных компрессоров, по предельному напряжению штока поршня у поршневых компрессоров, осевой нагрузки у винтовых компрессоров.
- чтобы понизить идущую на привод компрессора потребляемую мощность для процесса сжатия за счет работы промежуточных охладителей между ступенями и чтобы удерживать температуру в безопасных пределах.

Выбор одноступенчатого или многоступенчатого компрессора

Выбор надлежащего количества ступеней сжатия в основном базируется на степени сжатия.

Температуры на нагнетании и режим работы также учитывают при определении количества ступеней. Ниже представлен пример подбора количества ступеней сжатия.

значение R	№ ступеней
1-3	одноступенчатый
3-5	обычно одноступенчатый, иногда двухступенчатый
5-7	обычно двухступенчатый, иногда одноступенчатый

7-10	двухступенчатый
10-15	обычно двухступенчатый, иногда трех ступенчатый
15+	трехступенчатый

Сравнение одноступенчатого и двухступенчатого компрессора, которые применяются для одинаковой рабочей среды в одинаковых условиях (одинаковая производительность, газ и давление):

	одноступенчатый	двухступенчатый
температура на нагнетании	выше	ниже
исходные расходы	ниже	выше
общая сложность системы	ниже	выше

Как и во многих инженерных решениях, необходимо найти компромисс между изначальными расходами и рабочими расходами и издержками на техническое обслуживание.

1. Для начала необходимо произвести расчет всех потребителей воздуха Q , л/минуту. С этой целью суммируется расход потребляемого воздуха от всех его потребителей. Это делается на основании их характеристик из паспортных данных, что даёт величину Q (л/мин), представляющую собой объём воздуха, который потребляет пневматическая система. Эта величина близка к максимальному показателю, если планируется использование большого количества потребителей. Она может быть уменьшена на коэффициент загрузки, так как не всегда все потребители воздуха будут одновременно в работе. Задача – ввести коррекцию на уменьшение, которая обеспечит запас воздуха в пневматической системе – это личный выбор каждого владельца компрессорного агрегата.

2. Следующий параметр для расчета - производительность компрессора A (л/мин). Многие ошибки в расчетах заключаются в неправильном определении величины A и понимании производительности компрессорного устройства. Все фирмы-производители компрессорных устройств указывают под данной величиной в своих технических паспортах или каталогах максимальное потребление воздуха на входе в компрессор. Эту величину нельзя применять как производительность компрессорного устройства на выходе, поскольку данная величина не учитывает КПД компрессорного устройства и его конструктивные отличительные признаки. В связи с этим расчет производительности компрессорной машины следует осуществлять следующим образом:

$$A = Q \cdot (\beta/\eta)$$

где

Q - суммарный объём воздуха, который потребляют все потребители пневматической системы в целом, измеряемый в литрах/минуту;

β - коэффициент, который закладывает производитель для учета конструктивных особенностей своего компрессорного оборудования;

η - КПД компрессорного устройства.

В качестве справочной информации ниже приведены значения β и η для работы компрессорного устройства в диапазоне рабочих давлений от 6 до 8 бар.

Конструктивное исполнение компрессорного устройства	β	η
Полупрофессиональные компрессорные устройства	1,7	0,55
Компрессорные устройства профессионального назначения	1,5	0,65
Особо нагруженные компрессорные устройства	1,3	0,75
Компрессоры роторные	1	1

3. Не менее важным параметром при выборе компрессорного устройства является выбор объема ресивера V (л). Производители компрессорного оборудования рекомендуют при выборе величины объема ресивера предусматривать её в следующем диапазоне A :

$$V = (1/2 \div 1/8) \cdot A$$

Выбор правильного ресивера, а также увеличение его объема способствуют компенсации и сглаживанию давления, что, в свою очередь, делает пневматическую систему более гибкой в отношении восприятия нагрузок.

4. При подборе компрессора по давлению придерживаются правила, что создаваемое компрессорным устройством давление должно быть выше давления, на котором работают потребители сжатого воздуха. Любой компрессор накачивает воздух до максимального рабочего давления $P_{\text{макс.}}$, а затем отключается. Повторно компрессор включается уже при падении давления до $P_{\text{мин.}}$. Разница между максимальным и минимальным давлениями компрессорного устройства составляет 2 бара.

5. Продолжая тему подбора компрессорного устройства, важно определиться с его назначением: решить, как и для каких целей будет использоваться данное устройство. Важно определить продолжительность его постоянной работы, максимальный объем необходимого сжатого воздуха, рабочее давление и прочие подобные технические характеристики, о которых уже шла речь выше.

Тип компрессора: вот тот показатель, от которого в полной мере зависят все остальные выше названные характеристики. Просчитав все суммарные потребляемые мощности, можно делать выводы. В случае, когда требуется компрессор для краскопульта или иного пневматического инструмента с небольшим рабочим давлением, лучшим вариантом будет компрессор поршневого типа. Если идет речь о больших мощностях и нескольких потребителях воздуха, следует задуматься о таких компрессорных машинах, как винтовые или спиральные. Не следует забывать и о расстоянии, на которое будет подаваться пневматическая среда, т.е. сжатый воздух.

6. На компрессорные характеристики, особенно на показатели мощности, также влияют такие факторы, как местоположение над уровнем моря, температура окружающей среды и атмосферное давление. Чем выше нахождение над уровнем моря, тем ниже параметры температуры и давления окружающего воздуха. При эксплуатации воздушного

компрессора в таких условиях следует учитывать это обстоятельство, поскольку эти условия оказывают влияние на показатели производительности компрессорного устройства и на номинальный расход сжатого воздуха. Поэтому если компрессорное устройство будет эксплуатироваться на большой высоте, то характеристики его производительности на выходе будут определенным образом отличаться от указанных в техническом паспорте характеристик.

Известно, что воздух на высоте разрежается, а это приводит к ухудшению охлаждения электродвигателя воздушного компрессора и его комплектующих частей, которые подвержены нагреву. Двигатель работает с номинальными характеристиками на максимальной высоте 1000 м над уровнем моря и температуре макс. 40°C (См. таблицу ниже, в которой указано, как ведут себя различные двигатели, в зависимости от высоты и температуры). Некоторые типы компрессорных устройств оснащены электродвигателями, которым на большой высоте свойственна потеря мощности. Соответственно, на вал компрессора также подаётся пониженная мощность.

Тип двигателя:	Понижение мощности в % на 1000 метров	Понижение мощности в % на каждые 10 °C роста температуры
Атмосферного типа	12	3,6
С наддувом	8	5,4

Алгоритм в помощь при выборе компрессорного устройства по характеристикам производительности и давления. Схема для выбора компрессора

Необходимый тип компрессора может быть выбран по приведенной ниже схеме на основе наиболее общих исходных данных.



В нижеследующей таблице наглядно отображены характеристики компрессорного оборудования по его типам:

Компрессоры по типам:	Максимальные показатели:
Поршневого типа	Q = от 2 до 5 м³/минуту P_n = от 0,3 до 200 Мн/м² (лабораторные исследования показывают до 7000 Мн/м²) n = от 60 до 1000 об/минуту N_d = макс. 5500 кВт

Ротационного типа	Q = от 0,5 до 300 м3/минуту РН = от 0,3 до 1,5 Мн/м2 n = от 300 до 3000 об/минуту N = макс. 1100 кВт
Центробежного типа	Q = от 10 до 2000 м3/минуту РН = от 0,2 до 1,2 Мн/м2 n = от 1500 до 10000 (макс. 30000) оборотов в минуту. N = макс. 4400 кВт (для авиационных -- 10 000 кВт и выше)
Осевого типа	Q = от 100 до 20000 м3/минуту РН = от 0,2 до 0,6 Мн/м2 n = от 2500 до 20000 об/минуту N = макс. 4400 кВт (для авиационных достигает макс. 70000 кВт)

Подбор компрессора требует к себе повышенной точности, поскольку экономия времени на предварительные расчеты может повлечь за собой допуск значительных ошибок, что впоследствии приведет к приобретению не удовлетворяющего требованиям оборудования, не способного в полной мере выполнять поставленные задачи.

Пример подбора поршневого компрессора

Поршневой компрессор – это компрессор объемного типа. Для подбора компрессора требуются основные параметры, которые нужно определить изначально, к которым относятся: давление на нагнетании, температура газа на всасе, требуемая производительность, предполагаемый режим работы и состав газа. Подбор будет также опираться на относительную важность коэффициента полезного действия, стоимости и надежности. Компрессоры для различных областей применения могут иметь схожую работу поршней: например, компрессоры с большим ходом поршня имеют тенденцию работать медленнее, чем компрессоры с коротким ходом поршня. Также компрессоры с коротким ходом поршня имеют в основном более легкую конструкцию с меньшими допустимыми нагрузками.

Скорость компрессора и ход зависят от потребляемой мощности. В областях применения с меньшей мощностью используют легкие, высокоскоростные компрессоры с коротким ходом, в то время как в областях с большими мощностями работают компрессоры с меньшей скоростью и большим ходом поршня. Там, где это возможно большие компрессоры напрямую подсоединены к приводному механизму. Таким образом, скоростные характеристики привода также могут повлиять на выбор компрессора.

Затем подбирают количество ступеней. Важным фактором при этом является допустимая температура на нагнетании, степень сжатия цилиндров и коэффициент полезного действия. Если расчетная температура на нагнетании слишком высока при использовании одной ступени, предположительно потребуется больше ступеней. При предварительном подборе может быть использована изоэнтальпическая температура на нагнетании, но если определенное количество ступеней может привести к критическим ситуациям, температуру на нагнетании необходимо рассчитывать более точно. При грубом расчете можно предположить, что одинаковая степень сжатия используется для всех ступеней. На практике всегда лучше брать более высокую степень сжатия для ступеней низкого давления и немного разгрузить более критичные ступени высокого давления.

Почти во всех областях применения, где требуется многоступенчатая работа, используют промежуточные охладители. В этом случае увеличение количества ступеней повысит коэффициент полезного действия компрессора. Это связано с тем, что с промежуточным охлаждением процесс сжатия почти равен изотермическому сжатию и потребляет меньшую мощность.

Если рабочая среда конденсируется в промежуточном охладителе, жидкость необходимо отделить от газа и при этом сжимаемая масса газа, которая идет на нагнетание, уменьшается, что также снижает потребляемую мощность. Однако, так как ступени добавляются, увеличивается количество клапанов и промежуточных трубопроводов и охладителей, через которые проходит газ. Если используется много ступеней, потери давления в клапанах и трубопроводах снижат преимущества от промежуточного охлаждения и понизят эффективность.

Стоимость компрессора растет с увеличением количества ступеней из-за потребности в охладителях, клапанах, трубопроводах, дополнительных цилиндрах.

После выбора количества ступеней подбирают цилиндры для каждой ступени. Для подбора отверстия цилиндра требуется знать условия на входе, производительность, скорость и длину хода. Необходимо правильно подобрать номинальное значение давления для цилиндра для безопасной работы, учесть нагрузки, потери и потребляемую мощность.

Также при выборе поршневого компрессора учитывают несбалансированную силу передающуюся от компрессора к фундаменту, потенциальные вибрации, которые могут привести к повреждениям коленвала и привода, уровень шума, оптимизируют расположение компрессора, коэффициент полезного действия и стоимость.

Технические характеристики компрессоров для нефтехимической промышленности

№	Потребление воды т/ч	Производительность Нм ³ /мин	Давление на всасе МПа(изб)	Давление на нагнетании МПа(изб)	Скорость (об/мин)	Вес (т)	Мощность (кВт)	Напряжение (В)
1	4.5	10	Норм	2.2	422	2.5	110	380
2	4.5	12.5	Норм	2.2	490	2.5	132	380
3	3	2.7	Норм	0.8	428	3	30	380
4	3	1.7	Норм	2.4	425	3	30	380
5	9	18	0.2	2.0	429	2.5	132	380
6	9	16	-0.025	0.8	420	3.5	90	380
7	4.5	12.5	0.05	0.8	422	2.5	75	380
8	4.5	12.5	Норм	2.2	500	4.5	132	380
9	4.5	10	Норм	2.2	422	2.5	110	380
10	4.5	12.5	Норм	2.2	500	2.5	132	380
11	4.5	35	0.05	0.45	422	5.5	160	380

1 2	4.5	10	Норм	3.0	422	3	110	380
1 3	3	5	0.4	1.6	428	2.5	110	380
1 4	4.5	7	Норм	1.6	310	3	75	380
1 5	4.5	7~10	Норм	1.6	422	3	90	380
1 6	4.5	11	0.6	1.1	422	2.5	110	380
1 7	4.5	12	0.14	1.0	422	3	75	380
1 8	4.5	18	0.8	3.2	417	3	75	380
1 9	4.5	2.5	-0.08	0.2	490	3.5	45	380
2 0	4	3	Норм	2.2	310	2.5	75	380
2 1	3	20	Норм	0.5	425	2.6	110	380
2 2	4.5	20	Норм	0.6	420	3	110	380
2 3	4.5	20	Норм	0.9	422	3	132	380
2 4	4.5	20	Норм	1.0	422	3	160	380
2 5	4.5	28	0.05	0.8	422	3	160	380
2 6	4.5	7	Норм	2.2	422	2.5	75	380
2 7	4	28	0.03~0.05	0.5	422	3	132	380
2 8	4	45	0.1	0.6	422	3	160	380
2 9	Воздушное охлаждение	32	0.01~0.05	0.3	422	3	110	380
3 0	4.5	16	0.1	2.4	422	3.5	132	380
3 1	4.5	23	0.15	1.9	422	3	132	380
3 2	4.5	20	0.07	1.1	422	3	132	380
3	3	40	0.03	0.35	422	3	160	380

3								
3 4	Воздушное охлаждение	40	0.03	0.35	422	3	160	380
3 5	3	60	0.05	0.25	420	5.5	160	380
3 6	4.5	20	0.07	1.1	422	3	132	380
3 7	4.5	48	0.4	1.6	422	3	160	380
3 8	4.5	36	0.3	1.9	422	3	160	380
3 9	6	9	0.02	1.0	422	3.5	75	380
4 0	6	15	Норм	0.6	422	3.1	90	380
4 1	6	25	0.05	1.4	500	4	160	380
4 2	6	20	0.03	1.3	422	4	160	380
4 3	8	15	Норм	1.5	422	4	90	380
4 4	4	24	Норм	0.35	422	5.5	110	380
4 5	6	35	0.35	2.2	422	2.5	160	380
4 6	6	9	0.03	2.2	422	2.5	75	380
4 7	4	4	Норм	2.2	422	2.5	45	380
4 8	4	7	Норм	2.2	422	2.5	75	380
4 9	4	7	Норм	2.2	422	2.5	75	380
5 0	6	10	Норм	2.2	420	3	110	380
5 1	6	24	0.3	2.2	422	2.5	132	380
5 2	6	17	Норм	0.7	420	3.5	132	380
5 3	6	24	0.2	2.4	422	3.5	160	380
5 4	6	20	0.15	2.2	422	3.5	132	380

5 5	6	14	0.07	1.8	422	3.5	110	380
5 6	4.5	11	0.15	1.6	422	5	75	380
5 7	4	7	0.3	1.5	422	5.5	160	380
5 8	4.5	5	-0.05	0.4	422	5.3	75	380
5 9	4.5	15	0.02	1.3	422	5.5	132	380
6 0	5	18	0.03	1.1	422	5.5	132	380
6 1	4.5	9	0.02	1.4	422	3.5	75	380
6 2	4	4	Норм	1.5	422	5	75	380
6 3	4.5	20	0.07	1.6	422	5	132	380
6 4	4	40	0.05	0.5	500	5	160	380
6 5	4.5	7	0.05	1.8	422	3.5	75	380
6 6	4.5	23	0.15	1.9	422	5	160	380
6 7	4.5	25	0.05	1.4	500	5.5	160	380
6 8	3.5	30	0.05	0.4	422	3.6	160	380
6 9	4.5	19	0.02	1.0	500	5.5	160	380
7 0	4.5	14	0.02	0.5	422	5.5	90	380
7 0	4.5	14	0.02	0.5	422	5.5	90	380
7 1	4.5	7	Норм	2.2	422	2.5	75	380
7 2	4.5	3	Норм	2.2	422	2.5	45	380
7 3	Воздушное охлаждение	7	0.1	1.9	422	6	75	380
7 4	4	18	0.1	1.2	422	2.5	110	380
7	3	50	0.8	1.6~2.2	422	2.6	132	380

5								
7 6	4	3	Норм	2.1	422	2.5	55	380
7 7	4	3	Норм	2.2	422	2.5	45	380
7 8	3	60	0.4	0.8	422	2.6	132	380
7 9	3	37	0.1	0.4	422	2.5	110	380
8 0	3	35	0.8	2.5	422	2.6	132	380
8 1	2	50	0.015- 0.03	0.07	422	5.5	132	380
8 2	6.5	14/17	0.05/0.35	0.4/1.6	422	3	132	380
8 3	4	5/3	0.03/0.03	0.25/2.5	422	3	55	380
8 4	2.5	21/3	0,18/Нор м	0.7/1.1	422	3	90	380
8 5	12	50	0.25	0.9	422	3.5	160	380
8 6	9	32	0.2	1.5	420	4	160	380
8 7	12	20	0.1	0.8	490	4	110	380
8 8		50	0.6	1.8	400	4	160	380

№	Потреблени е воды т/ч	Производ и- тельность Нм3/мин	Давлени е на всасе МПа(изб)	Давление на нагнетани и МПа(изб)	Скорост ь (об/мин)	Ве с (т)	Мощност ь (кВт)	Напряжени е (В)
1	Норм	60	0.1	1.6	600	4.7	250	380
2	9	40	0.015	0.6	590	4.7	250	380
3	8	21	0.1	4.0	490	4.5	200	380
4	9	30	0.075	2.2	590	4.7	250	380
5	9	40	0.015	0.6	590	4.7	250	6000
6	9.6	55	0.004	0.5	590	5	280	6000
7	9.6	24	0.03	1.3	490	6.5	185	380
8	24	68	0.3	1.3	490	6.5	250	380
9	5	45	0.23	1.08	490	6.7	185	380

10	9.6	135	0.25	0.6	490	4	280	1000
11	24	22	0.04	1.6	490	6.5	160	380
12	24	21	0.06	1.3	490	6.5	200	6000
13	20	45	0.06	0.9	490	6.5	250	380
14	15	20	0.01	2.2	490	7	200	6000
15	12	40	0.18	1.6	490	6.5	250	380
16	15	34	0.005	0.7	490	5	250	380

№	Потребление воды т/ч	Производительность Нм3/мин	Давление на всасе МПа(изб)	Давление на нагнетании МПа(изб)	Скорость (об/мин)	Вес (т)	Мощность (кВт)	Напряжение (В)
1	45	70	0.01	1.3	480	10.5	500	6000
2	10	150	0.15-0.25	0.8	428	10	500	6000
3	10	140	0.3	1.3	496	10	560	6000
4	10	140	0.5	2.0	496	10	500	6000
5	45	80	0.04	1.3	496	10.5	550	6000
6	10	140	0.3	1.3	496	10	560	6000
7	30	360	1.35	2.1	428	10	500	6000
8	45	94	0.06	1.3	496	10.5	560	6000
9	90	100	0.15	1.2	428	10.5	500	6000
10	45	60	Норм	1.5	496	10.5	560	6000
11	45	40	0.045	1.4	375	10.5	355	6000
12	45	50	0.06	1.6	375	10.5	375	6000
13	40	65	Норм	0.55	423	10.5	423	6000
14	10	140	0.3	1.3	496	10	500	6000

1 5	15	80	0.25	2.2	428	10. 5	500	10000
1 6	30	220	1.4	3.0	428	10	500	6000
1 7	40	50	0.6	1.6	375	12	400	6000
1 8	7.2	60	0.02-0.06	1.6	428	10. 5	450	6000
1 9	40	80	0.04	1.3	490	12	560	6000
2 0	Воздушное охлаждение	55	0.2	1.5	428	10. 5	350	10000
2 1	45	50	0.02	1.6	428	10	500	6000
2 2	160	120	0.05	4.5	500	25	2200	6000
2 3	18	58	0.04	0.8	490	8.7	355	6000
2 4	10	61	0.2	0.98	490	6.7	280	380
2 5	18	32	0.1	1.9	490	8.5	220	380
2 6	15	35	0.1	1.9	490	8.5	250	380

Технические характеристики компрессора для подачи угольного газа

№	Потреблени е воды т/ч	Производ и- тельность НмЗ/мин	Давлени е на всасе МПа(изб)	Давление на нагнетани и МПа(изб)	Скорост ь (об/мин)	Ве с (т)	Мощност ь (кВт)	Напряжени е (В)
1	3	44	Норм	0.15	422	3.5	110	380
2	10	20	Норм	1.2	422	4.5	160	380
3	3	44	Норм	0.2	422	3.5	132	380
4	3	44	Норм	0.25	422	3.5	160	380
5	3	48	Норм	0.15	422	5	110	380
6	3	44	Норм	0.2	422	5	132	380
7	3	44	Норм	0.25	422	5	160	380
8	4	9	0.015	1.0	422	6.5	75	380

9	6	20	0.003	0.9	422	3.1	132	380
10	4	12.5	0.005	0.8	422	4	132	380
11	4	10	0.001	0.8	422	3	90	380
12	4	7	0.002	1.3	422	3	75	380
13	4	20	Норм	0.35	422		110	380
14	4	12.5	0.003	0.8	422	3	75	380
15	4	10	0.004	0.8	422	3	90	380
16	4	10-12	Норм	1.0	422	3	110	380
17	4	20	Норм	0.9	590	3.1	160	380
18	4	10	Норм	0.4	422	3	45	380
19	5.5	20	Норм	1.0	422	5.3	160	380
20	4	12	Норм	1.0	422	4	110	380
21	4	14	Норм	0.6	422	4	90	380
22	4	7	Норм	1.0	422	5.2	55	380
23	4	60	Норм	0.1	422	3.5	110	380
24	3.5	3	Норм	0.5	422	4	45	380
25	12	14	0.01	0.35	420	4	75	380

№	Потребление воды т/ч	Производительность НмЗ/мин	Давление на всасе МПа(изб)	Давление на нагнетании МПа(изб)	Скорость (об/мин)	Вес (т)	Мощность (кВт)	Напряжение (В)
1		65	Норм	0.2	490	4.5	220	380
2	4	20	Норм	2.5	600	4.8	250	380
3	10	90	Норм	0.15	600	4.5	250	380

4	9	40	0.02	0.7	590	4.5	250	380
5	6	20	Норм	1.8	490	4.8	200	380
6	4	20	0.016	1.8	590	4.8	250	380
7	4	25	0.003	1.8	590	4.8	220	6000
8	9	100	Норм	0.15	590	4.8	250	380
9	32	100	Норм	0.15	590	6.5	250	380
10	32	120	Норм	0.15	590	6.5	280	380
11	32	100	Норм	0.1	490	6.5	185	380
12	5	68	0.3	1.3	490	6.5	250	380
13	32	80	Норм	0.1	590	5.9	160	380
14	10	22.5	Норм	0.45	422	6.5	110	380
15	10	22.5	0.002	0.6	420	6.5	132	380
16	8.8	120	Норм	0.1	500	8.8	250	380

№	Потребление воды т/ч	Производительность Нм3/мин	Давление на всасе МПа(изб)	Давление на нагнетании МПа(изб)	Скорость (об/мин)	Вес (т)	Мощность (кВт)	Напряжение (В)
1	50	125	Норм	0.3	500	12	550	6000
2	50	230	Норм	0.15	500	12	550	6000
3	50	200	Норм	0.2	500	12	550	6000
4	20	40	Норм	1.8	428	10.5	400	6000
5	10	150	Норм	0.2	500	12	550	6000
6	70	150	Норм	0.3	500	12	600	6000
7	45	50	Норм	0.9	422	10.5	500	6000
8	50	150	Норм	0.3	500	13	600	6000
9	50	200	Норм	0.15	500	12	500	6000
10	50	125	Норм	0.3	500	12	550	6000
11	35	230	Норм	0.1	490	12	560	6000

1 2	24	125	Норм	0.6	500	11. 5	630	6000
--------	----	-----	------	-----	-----	----------	-----	------

Технические характеристики воздушного компрессора

№	Потребление воды т/ч	Производ и- тельность Нм3/мин	Давлени е на всасе МПа(изб)	Давление на нагнетани и МПа(изб)	Скорост ь (об/мин)	Ве с (т)	Мощност ь (кВт)	Напряжени е (В)
1	4	20	Норм	0.8	400	2.4	132	380
2	1.6	44	Норм	0.2	400	3.3	132	380
3	1.6	44	Норм	0.25	400	3.3	160	380
4	1.6	44	Норм	0.08	400	3.3	75	380
5	1.6	50	Норм	0.1	430	3.3	132	380
6	8	20	Норм	1.2	422	4	160	380
7	4	20	Норм	0.35	400	2.4	110	380
8	10	10	Норм	2.5	430	3	132	380
9	8	20	Норм	1.2	400	4.5	160	380
10	4	20	Норм	0.8	590	3.1	130	380
11	1.6	44	Норм	0.2	590	3.5	130	380
12	1.6	44	Норм	0.25	590	3.5	155	380
13	1.6	44	Норм	0.25	590	3.5	160	380
14	1.6	85	Норм	0.07	400	3.5	132	380
15	8	15	Норм	1.5	422	4.5	160	380
16	1.6	40	Норм	0.3	430	3.3	160	380
17	1	22	Норм	0.2	400	2.3	75	380

№	Потребление воды т/ч	Производ и- тельность Нм3/мин	Давлени е на всасе МПа(изб)	Давление на нагнетани и МПа(изб)	Скорост ь (об/мин)	Ве с (т)	Мощност ь (кВт)	Напряжени е (В)
---	-------------------------	--	--	--	--------------------------	----------------	--------------------	--------------------

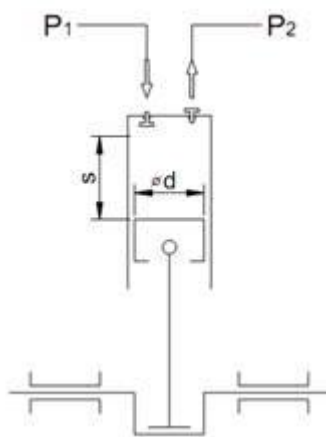
1	9.6	40	Норм	0.8	600	3.9	250	380/6000 /10000
2	8	20	Норм	2.5	600	4.2	250	380
3	8	20	Норм	2.5	600	4.2	250	6000
4	9.6	40	Норм	0.8	600	4.7	250	6000 /10000
5	9.6	40	Норм	0.8	590	4.7	250	380
6	5	80	Норм	0.2	590	5.2	250	380
7	9.6	30	Норм	3.0	590	4.8	250	380
8	10	20	Норм	1.8	490	5.5	185	380
9	2	80	Норм	0.2	590	4	260	6000
10	9.6	30	Норм	1.5	590	4.8	250	380
11	9.6	40	Норм	1.0	600	3.9	250	10000
12	2	80	Норм	0.2	600	4	250	380
13	2	80	Норм	0.2	600	4	250	6000
14	5	75	Норм	0.25	590	5.2	280	6000
15	5	80	Норм	0.25	590	5.2	280	380
16	9.6	30	Норм	1.5	590	5.5	280	380
17	9.6	25	Норм	2.5	590	4.8	250	380
18	5	80-5	Норм	0.25	590	4	280	380
19	9.6	40	Норм	0.8	590	5.5	250	10000
20	5	60	Норм	0.2	490	5.2	200	380

№	Потребление воды т/ч	Производительность Нм3/мин	Давление на всасе МПа(изб)	Давление на нагнетании МПа(изб)	Скорость (об/мин)	Вес (т)	Мощность (кВт)	Напряжение (В)
1	24	100	Норм	0.8	500	10	500	6000/10000
2	50	200	Норм	0.2	500	12	550	6000
3	40	50	Норм	2.5	428	10.	560	6000

						5		
4	25.5	60	Норм	1.0	428	10	400	6000
5	25.5	40	Норм	1.5	428	10	350	6000
6	25.5	60	Норм	1.0	428	10. 5	400	6000
7	60	200	0.7	4.0	500	10	850	6000
8	10	125	Норм	0.3	500	11	550	6000
9	26	100	Норм	1.0	500	10	630	3000/6000
1 0	23	60	Норм	0.8	428	10. 5	400	6000
1 1	41.5	60	Норм	1.3	428	10. 5	500	6000
1 2	15	60	Норм	0.8	600	8	350	6000/10000
1 3	15	60	Норм	0.8	600	8.7	350	6000/10000
1 4	10	140	Норм	0.15	428	11	350	10000
1 5	24	85	Норм	0.8	428	10	500	10000
1 6	24	100	Норм	0.8	500	10	630	6000/10000
1 7	24	125	Норм	0.6	500	10. 5	630	6000/10000
1 8	10	90	Норм	0.25	500	8.3	320	10000

Примеры решения задач на расчет и подбор компрессоров:

Задача № 1. Вычисление величины вредного объема газа поршневого компрессора



Условия:

Поршень одноступенчатого одноцилиндрового компрессора одинарного действия имеет диаметр $d = 200$ мм, а ход поршня составляет $s = 150$ мм. Вал компрессора вращается со скоростью $n = 120$ об/мин. Воздух в компрессоре претерпевает сжатие от давления $P_1 = 0,1$ МПа до $P_2 = 0,32$ МПа. Производительность компрессора составляет $Q = 0,5$ м³/мин. Принять показатель политропы m равным 1,3.

Задача:

Необходимо вычислить величину вредного объема газа в цилиндре $V_{вр}$.

Решение:

Сперва определим площадь сечения поршня F по формуле:

$$F = (\pi \cdot d^2)/4 = (3,14 \cdot 0,2^2)/4 = 0,0314 \text{ м}^2$$

Также определим объем V_{π} , описываемый поршнем за один ход:

$$V_{\pi} = F \cdot s = 0,0314 \cdot 0,15 = 0,00471 \text{ м}^3$$

Из формулы расчета производительности компрессора найдем значение коэффициента подачи λ (поскольку компрессор простого действия, то коэффициент $z = 1$):

$$Q = \lambda \cdot z \cdot F \cdot s \cdot n$$

$$\lambda = Q/(z \cdot F \cdot s \cdot n) = 0,5/(1 \cdot 0,0314 \cdot 0,15 \cdot 120) = 0,88$$

Теперь воспользуемся приближенной формулой расчета коэффициента подачи, чтобы найти объемный КПД насоса:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot (1,01 - 0,02 \cdot P_2/P_1)$$

$$\lambda_0 = \lambda / (1,01 - 0,02 \cdot P_2/P_1) = 0,88 / (1,01 - 0,02 \cdot 0,32/0,1) = 0,93$$

Далее из формулы объемного КПД выразим и найдем величину вредного объема цилиндра:

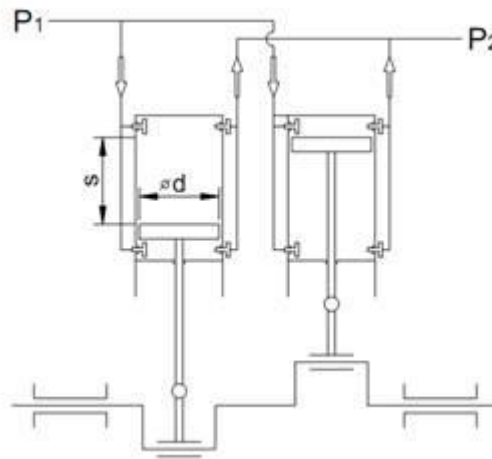
$$\lambda_0 = 1 - c \cdot [(P_2/P_1)^{1/m} - 1]$$

где $c = V_{вр}/V_{\pi}$

$$V_{вр} = [(1 - 0,93) / ([0,32/0,1]^{1/1,3} - 1)] \cdot 0,00471 = 0,000228 \text{ м}^3$$

Итого получим, что вредный объем цилиндра составляет $0,000228 \text{ м}^3$

Задача №2. Определение расхода и потребляемой мощности компрессорного оборудования



Условия:

Одноступенчатый двухцилиндровый компрессор двойного действия имеет поршни с диаметром $d = 0,6$ м, величина хода которых составляет $s = 0,5$ м, а величина вредного пространства $c = 0,036$. Вал компрессора вращается со скоростью $n = 180$ об/мин. Воздух при температуре $t = 20^\circ$ в компрессоре претерпевает сжатие от давления $P_1 = 0,1$ МПа, до $P_2 = 0,28$ МПа. При расчетах принять показатель политропы m равным 1,2, а механический $\eta_{мех}$ и адиабатический $\eta_{ад}$ КПД взять равными 0,95 и 0,85 соответственно.

Задача:

Необходимо определить расход Q и потребляемую мощность N компрессора.

Решение:

Вначале определим площадь поперечного сечения поршня F по формуле:

$$F = (\pi \cdot d^2)/4 = (3,14 \cdot 0,6^2)/4 = 0,2826 \text{ м}^2$$

Далее перед расчетом производительности компрессора необходимо найти коэффициент подачи, но сперва определим объемный КПД:

$$\lambda_0 = 1 - c \cdot [(P_2/P_1)^{1/m} - 1] = 1 - 0,036 \cdot [(0,28/0,1)^{1/1,2} - 1] = 0,95$$

Зная объемный КПД, воспользуемся найденным значением и с его помощью определим величину коэффициента подачи по формуле:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot (1,01 - 0,02 \cdot P_2/P_1) = 0,95 \cdot (1,01 - 0,02 \cdot 0,28/0,1) = 0,91$$

Теперь подсчитаем производительность компрессора Q :

$$Q = \lambda \cdot z \cdot F \cdot s \cdot n$$

Поскольку компрессор двойного действия, то коэффициент z будет равен 2. Поскольку компрессор двухцилиндровый, то итоговое значение производительности необходимо также помножить на 2. Получим:

$$Q = 2 \cdot \lambda \cdot z \cdot F \cdot s \cdot n = 2 \cdot 0,91 \cdot 2 \cdot 0,2826 \cdot 0,5 \cdot 180 = 92,6 \text{ м}^3/\text{мин}$$

Массовый расход воздуха G будет равняться , где ρ – плотность воздуха, при данной температуре равная $1,189 \text{ кг/м}^3$. Рассчитаем это значение:

$$G = Q \cdot \rho = 92,6 \cdot 1,189 = 44 \text{ кг/мин}$$

Часовой расход будет равен

$$60 \cdot G = 60 \cdot 44 = 2640 \text{ кг/час.}$$

Чтобы рассчитать потребляемую мощность компрессора, предварительно необходимо вычислить величину работы, которая должна быть затрачена на сжатие газа. Для этого воспользуемся следующей формулой:

$$A_{сж} = k/(k-1) \cdot R \cdot t \cdot [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1]$$

В этой формуле k – показатель адиабаты, который равняется отношению теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме ($k = C_p/C_v$), и для воздуха этот показатель равен $1,4$. R – газовая постоянная, равная $8310/\text{М Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, где M – молярная масса газа. В случае воздуха M берется равной 29 г/моль , тогда $R = 8310/29 = 286,6 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Подставим полученные значения в формулу работы по сжатию и найдем ее значение:

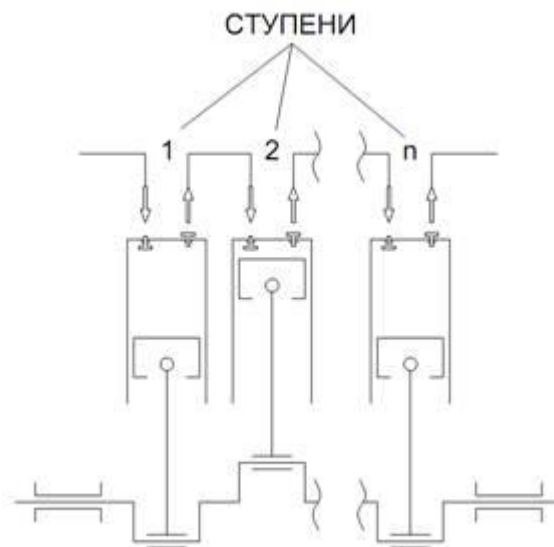
$$A_{сж} = k/(k-1) \cdot R \cdot t \cdot [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1] = 1,4/(1,4-1) \cdot 286,6 \cdot (273+20) \cdot [(0,28/0,1)^{(1,4-1)/1,4} - 1] = 100523 \text{ Дж/кг}$$

После нахождения значения затрачиваемой на сжатие воздуха работы становится возможным определение потребляемой компрессором мощности по следующей формуле:

$$N = (G \cdot A_{сж}) / (3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ад}) = (2640 \cdot 100523) / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,85 \cdot 0,95) = 91,3 \text{ кВт}$$

Итого получим, что расход компрессора составляет $92,6 \text{ м}^3/\text{мин}$, а потребляемая мощность – $91,3 \text{ кВт}$

Задача №3 Определение количества ступеней сжатия компрессора и значения давлений на каждой ступени



Условия:

Необходимо осуществлять подачу аммиака в размере $160 \text{ м}^3/\text{час}$ под давлением $4,5 \text{ МПа}$. Начальное давление азота составляет $0,1 \text{ МПа}$, а начальная температура – 20°C . При расчетах принять максимальную степень сжатия x равной 4.

Задача:

Необходимо определить количество ступеней сжатия компрессора и значения давлений на каждой ступени.

Решение:

Сперва рассчитаем необходимое количество ступеней n , воспользовавшись формулой для определения степени сжатия:

$$x^n = P_k / P_n$$

Выразим и рассчитаем значение n :

$$n = \log(P_k / P_n) / \log(x) = \log(4,5 / 0,1) / \log(4) = 2,75$$

Округлим получившееся значение до ближайшего большего целого числа и получим, что в компрессоре должно быть $n = 3$ ступени. Далее уточним степень сжатия одной ступени, положив, что степень сжатия на каждой отдельной ступени одинаково.

$$x = \sqrt[n]{(P_k / P_n)} = \sqrt[3]{(4,5 / 0,1)} = 3,56$$

Рассчитаем конечное давление первой ступени P_{n1} ($n = 1$), которое является также начальным давлением второй ступени.

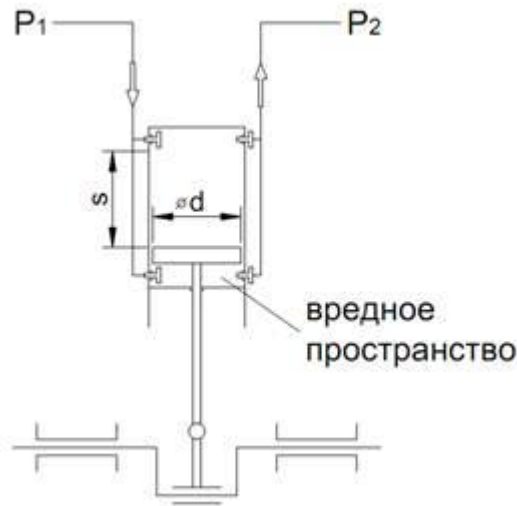
$$P_{k1} = P_n \cdot x^n = 0,1 \cdot 3,56^1 = 0,356 \text{ МПа}$$

Рассчитаем конечное давление второй ступени P_{n2} ($n = 2$), которое является также начальным давлением второй ступени.

$$P_{к1} = P_n \cdot x^n = 0,1 \cdot 3,56^2 = 1,267 \text{ мПа}$$

Итого в компрессоре должно быть три ступени, причем на первой ступени давление повышается с 0,1 мПа до 0,356 мПа, на второй – с 0,356 мПа до 1,267 мПа и на третьей – с 1,267 мПа до 4,5 мПа.

Задача №4. Подбор компрессора по заданным условиям



Условия:

Требуется обеспечить подачу азота Q_n в размере $7,2 \text{ м}^3/\text{час}$ с начальным давлением $P_1 = 0,1 \text{ мПа}$ под давлением $P_2 = 0,5 \text{ мПа}$. В наличии имеется только одноступенчатый поршневой компрессор двойного действия. Поршень имеет диаметр d равный 80 мм , а длина его хода s составляет 110 мм , при этом объем вредного пространства равен 7% от описываемого поршнем объема. Скорость вращения вала компрессора n составляет 120 об/мин . При расчетах принять показатель политропы m равным $1,3$.

Задача:

Необходимо выяснить, подходит ли имеющийся в наличии компрессор для выполнения поставленной задачи. В случае если компрессор не подходит, рассчитать, насколько необходимо увеличить частоту вращения вала, чтобы его применение стало возможным.

Решение:

Поскольку объем вредного пространства равен 7% от описываемого поршнем объема, то по определению следует, что величина вредного пространства ϵ равна $0,07$.

Также предварительно вычислим площадь поперечного сечения поршня F :

$$F = (\pi \cdot d^2)/4 = (3,14 \cdot 0,08^2)/4 = 0,005 \text{ м}^2$$

Для дальнейших расчетов необходимо рассчитать объемный КПД компрессора λ_0 :

$$\lambda_0 = 1 - \epsilon \cdot [(P_2/P_1)^{1/m} - 1] = 1 - 0,04 \cdot [(0,5/0,1)^{1/1,3} - 1] = 0,9$$

Зная λ_0 , далее найдем коэффициент подачи λ :

$$\lambda = \lambda_0 \cdot (1,01 - 0,02 \cdot (P_2/P_1)) = 0,9 \cdot (1,01 - 0,02 \cdot 0,5/0,1) = 0,82$$

Далее становится возможным найти производительность компрессора Q. Поскольку компрессор двойного действия, то коэффициент z будет равен 2:

$$Q = \lambda \cdot z \cdot F \cdot s \cdot n = 0,82 \cdot 2 \cdot 0,005 \cdot 0,11 \cdot 120 = 0,11 \text{ м}^3/\text{мин}$$

Выражая Q в часовом расходе, получим значение $Q = 0,11 \cdot 60 = 6,6 \text{ м}^3/\text{час}$.

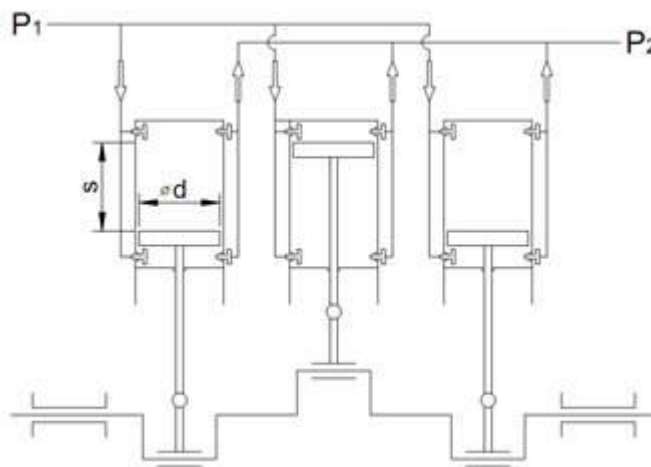
Поскольку требуемая величина подачи составляет $7,2 \text{ м}^3/\text{час}$, то можно сделать вывод, что имеющийся в наличии компрессор не способен выполнять поставленную задачу. В таком случае рассчитаем, насколько нужно увеличить число оборотов вала для удовлетворения требованиям применимости. Для этого найдем необходимое число оборотов из соотношения:

$$n_n/n = Q_n/Q$$

$$n_n = n \cdot Q_n/Q = 120 \cdot 7,2/6,6 = 131$$

В таком случае имеющийся компрессор можно будет применять, если увеличить скорость вращения его вала на $131-120 = 11 \text{ об/мин}$.

Задача №5. Расчет фактической производительности поршневого компрессора



Условия:

Дан трехцилиндровый поршневой компрессор двойного действия. Диаметр поршней d равен 120 мм, а величина их хода s составляет 160 мм. Скорость вращения его вала n равна 360 об/мин. В компрессоре происходит сжатие метана от давления $P_1 = 0,3 \text{ мПа}$ до давления $P_2 = 1,1 \text{ мПа}$. Известно, что объемный коэффициент λ_0 равен 0,92.

Задача:

Необходимо рассчитать фактическую производительность поршневого компрессора.

Решение:

Предварительно вычислим площадь поперечного сечения поршней компрессора F по формуле:

$$F = (\pi \cdot d^2)/4 = (3,14 \cdot 0,12^2)/4 = 0,0113 \text{ м}^2$$

На основе исходных данных найдем величину коэффициента подачи λ по формуле:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot (1,01 - 0,02 \cdot (P_2/P_1)) = 0,92 \cdot (1,01 - 0,02 \cdot (1,1/0,3)) = 0,86$$

Теперь можно воспользоваться формулой для расчета производительности поршневого компрессора:

$$Q = \lambda \cdot z \cdot F \cdot s \cdot n$$

Здесь z – коэффициент, зависящий от числа всасывающих сторон отдельного поршня. Поскольку данный в условии задачи компрессор двойного действия, то в этом случае величина z равна 2.

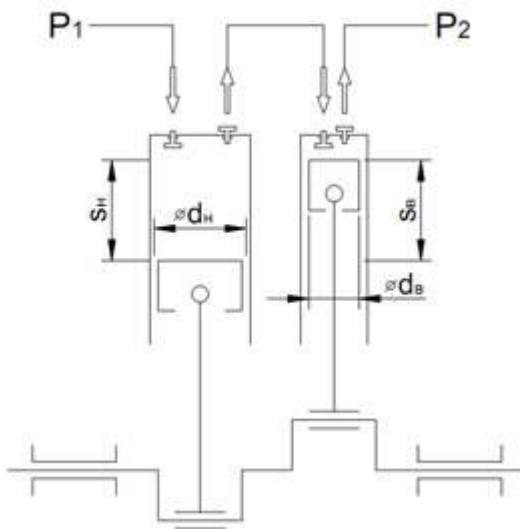
Кроме того, поскольку в рассматриваемом случае компрессор трехцилиндровый, то есть три цилиндра работают параллельно друг другу, то итоговая суммарная производительность всего компрессора будет в 3 раза выше производительности отдельного поршня, поэтому в расчетную формулу необходимо добавить коэффициент три.

Суммируя все вышесказанное, имеем:

$$Q = 3 \cdot \lambda \cdot z \cdot F \cdot s \cdot n = 3 \cdot 0,86 \cdot 2 \cdot 0,0113 \cdot 0,16 \cdot 360 = 3,6 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Итого получим, что производительность рассматриваемого поршневого компрессора составляет $3,6 \text{ м}^3/\text{мин}$ или $216 \text{ м}^3/\text{час}$.

Задача №6. Расчет производительности двухступенчатого поршневого компрессора



Условия:

В наличии имеется двухступенчатый поршневой компрессор простого действия. Поршень ступени низкого давления имеет диаметр $d_n = 100 \text{ мм}$, а его ход s_n равен 125 мм . Диаметр

поршня высокого давления d_v равен 80 мм при величине хода $s_v = 125$ мм. Скорость вращения вала n составляет 360 об/мин. Известно, что коэффициент подачи компрессора λ составляет 0,85.

Задача:

Необходимо рассчитать производительность компрессора.

Решение:

В случае многоступенчатых поршневых компрессоров для расчетных зависимостей используются данные ступени низкого давления, так как именно на ней происходит первичный всас газа, определяющий производительность компрессора в целом. При расчете производительности данные последующих ступеней не используются, так как на них не происходит дополнительного всаса сжимаемого газа. Отсюда следует, что для решения данной задачи достаточно знать диаметр d_n и ход поршня s_n ступени низкого давления.

Вычислим площадь поперечного сечения поршня ступени низкого давления:

$$F_n = (\pi \cdot d_n^2)/4 = (3,14 \cdot 0,1^2)/4 = 0,00785 \text{ м}^2$$

Рассматриваемый компрессор не является многопоршневым и имеет простой тип действия (величина $z = 1$), отсюда следует, что конечный вид формулы расчета производительности в конкретном случае будет иметь вид:

$$Q = \lambda \cdot F_n \cdot s_n \cdot n = 0,85 \cdot 0,00785 \cdot 0,125 \cdot 360 = 0,3 \text{ м}^3/\text{мин}$$

Получим, что производительность данного поршневого компрессора составляет 0,3 м³/мин или, при пересчете на часовой расход, 18 м³/час.

Задача №7. Расчет действительной производительности двухвинтового компрессора



Условия:

Дан двухвинтовой компрессор. Ведущий вал компрессора вращается со скоростью $n=750$ об/мин и имеет $z=4$ канала длиной $L=20$ см. Также известно, что площадь поперечного сечения канала ведущего вала составляет $F_1=5,2$ см², а аналогичная величина для ведомого

вала F_2 равна $5,8 \text{ см}^2$. При расчетах коэффициент производительности $\lambda_{\text{пр}}$ принять равным 0,9.

Задача:

Необходимо рассчитать действительную производительность двухвинтового компрессора $V_{\text{д}}$.

Решение:

Перед расчетом действительной производительности найдем значение производительности теоретической, не учитывающей неизбежно возникающих обратных протечек газа сквозь зазоры между роторами и корпусом компрессора.

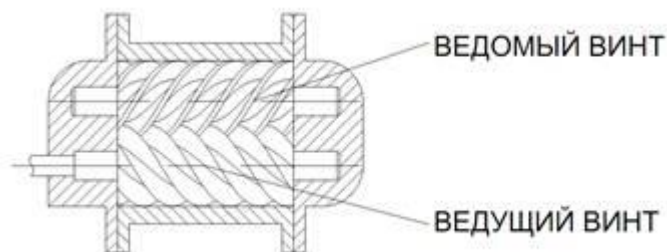
$$V_{\text{т}} = L \cdot z \cdot n \cdot (F_1 + F_2) = 0,2 \cdot 4 \cdot 750 \cdot (0,052 + 0,058) = 66 \text{ м}^3/\text{мин}$$

Поскольку известен коэффициент производительности, учитывающий обратные протечки газа, то становится возможным определить действительную производительность данного двухвинтового компрессора:

$$V_{\text{д}} = \lambda_{\text{пр}} \cdot V_{\text{т}} = 0,9 \cdot 66 = 59,4 \text{ м}^3/\text{мин}$$

В итоге получим, что производительность данного двухвинтового компрессора равняется $59,4 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Задача №8. Расчет потребляемой мощности винтовым компрессором



Условия:

В наличии имеется винтовой компрессор, предназначенный для повышения давления воздуха с $P_1=0,6 \text{ мПа}$ до $P_2=1,8 \text{ мПа}$. Теоретическая производительность компрессора $V_{\text{т}}$ составляет $3 \text{ м}^3/\text{мин}$. При расчетах адиабатический КПД $\eta_{\text{ад}}$ принять равным 0,76, а показатель адиабаты воздуха k принять равным 1,4.

Задача:

Необходимо рассчитать потребляемую компрессором мощность $N_{\text{п}}$.

Решение:

Для расчета теоретической мощности адиабатического сжатия винтового компрессора воспользуемся формулой:

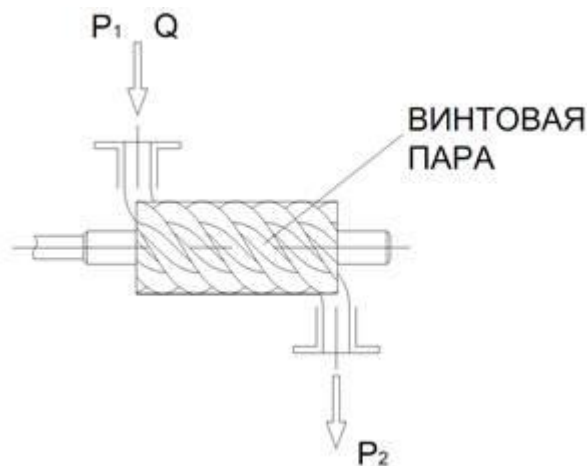
$$N_{ад} = P_1 \cdot V_T \cdot [k/(k-1)] \cdot [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1] = 600000 \cdot 3/60 \cdot 1,4/(1,4-1) \cdot [(1,8/0,6)^{(1,4-1)/1,4} - 1] \cdot 10^{-3} = 38,7 \text{ кВт}$$

Теперь, когда известно значение $N_{ад}$, можно рассчитать потребляемую мощность компрессора сухого сжатия:

$$N = N_{ад}/\eta_{ад} = 38,7/0,76 = 51 \text{ кВт}$$

Итого получим, что потребляемая мощность данного двухвинтового компрессора равна 50 кВт.

Задача №9. Расчет потребляемой мощности двухвинтовым компрессором



Условия:

Дан двухвинтовой компрессор, работающий с производительностью $Q=10 \text{ м}^3/\text{мин}$. Рабочая среда – воздух при температуре $t=20^\circ \text{ С}$. Сжатие воздуха в компрессоре происходит от давления $P_1=0,1 \text{ мПа}$ до давления $P_2=0,6 \text{ мПа}$. Известно, что величина обратных протечек $\beta_{пр}$ в компрессоре составляет 0,02. Внутренний адиабатический КПД компрессора $\eta_{ад}$ равен 0,8, а механический КПД $\eta_{мех}$ равен 0,95. При расчетах показатель адиабаты воздуха k принять равным 1,4, а величину газовой постоянной для воздуха R взять $286 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Задача:

Необходимо рассчитать потребляемую компрессором мощность N .

Решение:

Определим значение удельной работы компрессора $A_{уд}$:

$$A_{уд} = R \cdot T_b \cdot [k/(k-1)] \cdot [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1] = 286 \cdot [20+273] \cdot [1,4/(1,4-1)] \cdot [(0,6/0,1)^{(1,4-1)/1,4} - 1] = 196068 \text{ Дж/кг}$$

Далее вычислим массовый расход воздуха G положив, что при 20° С плотность воздуха ρ_v составляет $1,2 \text{ кг/м}^3$:

$$G = Q \cdot \rho_v = 10 \cdot 1,2 = 12 \text{ кг/мин}$$

При расчете мощности компрессора необходимо учитывать наличие в нем обратных протечек рабочей среды, компенсация которых влечет за собой дополнительный расход мощности. Рассчитаем суммарный расход компрессора $G_{\text{сум}}$ с учетом обратных протечек:

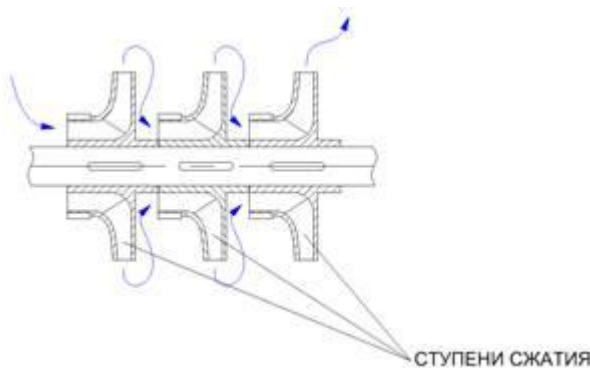
$$G_{\text{сум}} = G \cdot (1 + \beta_{\text{пр}}) = 12 \cdot (1 + 0,02) = 12,24 \text{ кг/мин}$$

Теперь становится возможным определение мощности компрессора с учетом адиабатического и механического КПД:

$$N = (G_{\text{сум}} \cdot A_{\text{уд}}) / (\eta_{\text{ад}} \cdot \eta_{\text{мех}}) = (12,24 \cdot 196068) / (60 \cdot 1000 \cdot 0,8 \cdot 0,95) = 52,6 \text{ кВт}$$

В итоге получим, что мощность данного компрессора составляет 52,6 кВт.

Задача №10. Расчет потребляемой мощности центробежным компрессором



Условия:

Дан центробежный трехступенчатый односекционный компрессор, рабочие колеса которого идентичны друг другу. Компрессор работает с объемным расходом V равным 120 м³/мин воздуха при температуре $t=20^\circ\text{C}$ (плотность воздуха ρ при этом будет равна 1,2 кг/м³). Также известно, что окружная скорость рабочего колеса u составляет 260 м/с, а коэффициент теоретического напора ступени ϕ равен 0,85. Общий КПД компрессора η составляет 0,9. Для первой ступени коэффициент потерь на трение β_t составляет 0,007, коэффициент потерь на протечки $\beta_{\text{п}}$ равен 0,009, и при расчете принять, что для последующих степеней потери будут увеличиваться на 1%.

Задача:

Необходимо рассчитать потребляемую компрессором мощность N .

Решение:

Мощность, расходуемая на сжатие газа, может быть рассчитана по формуле:

$$N_{\text{вн}} = V \cdot \rho \cdot \sum [u_i^2 \cdot \phi_i \cdot (1 + \beta_t + \beta_{\text{п}})_i]$$

Где i – количество ступеней. Поскольку в условиях задачи сказано, что все колеса в пределах секции одинаковы, то они имеют равные окружные скорости u и коэффициенты теоретического напора ϕ , поэтому данную формулу можно преобразовать:

$$N_{\text{вн}} = V \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \phi \cdot \sum (1 + \beta_t + \beta_{\text{п}})_i$$

Для первой ступени:

$$1 + \beta_t + \beta_n = 1 + 0,007 + 0,009 = 1,016$$

Далее, воспользовавшись допущением, что потери на последующей ступени возрастают на 1%, рассчитаем величину $1 + \beta_t + \beta_n$ для второй ступени:

$$1,016 \cdot 1,01 = 1,026$$

Для третьей ступени:

$$1,026 \cdot 1,01 = 1,036$$

Итого получим:

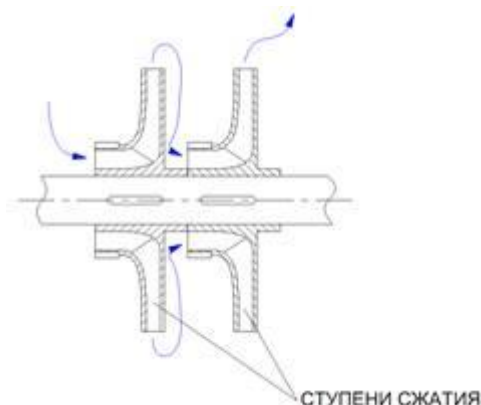
$$N_{\text{вн}} = 120/60 \cdot 1,2 \cdot 260^2 \cdot 0,85 \cdot (1,016 + 1,026 + 1,036) \cdot 10^{-3} = 424,5 \text{ кВт}$$

Теперь становится возможным нахождение потребляемой мощности компрессора:

$$N = N_{\text{вн}}/\eta = 424,5/0,9 = 471,7 \text{ Вт}$$

Итого получим, что мощность данного компрессора составляет 471,7 кВт.

Задача №11. Расчет КПД центробежного компрессора



Условия:

Дан центробежный двухступенчатый односекционный компрессор, рабочие колеса которого идентичны друг другу. Компрессор перекачивает воздух при температуре $t=20^\circ\text{C}$ (плотность ρ при этих условиях равна $1,2 \text{ кг/м}^3$) при расходе $V=100 \text{ м}^3/\text{мин}$ от начального давления $P_1=0,1 \text{ МПа}$ до конечного давления $P_2=0,25 \text{ МПа}$. Окружная скорость колес и равняется 245 м/с , коэффициент теоретического напора ϕ равен $0,82$. Общий коэффициент потерь на трение и протечки $(1 + \beta_t + \beta_n)$ для первой ступени равен $1,012$, для второй ступени этот коэффициент равен $1,019$. Сжатие газа происходит в изоэнтальпийном процессе. При расчетах показатель адиабаты воздуха k принять равным $1,4$, а величину газовой постоянной для воздуха R взять $286 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$. Газ в условиях задачи считать несжимаемым (коэффициент сжимаемости $z=1$).

Задача:

Необходимо рассчитать изоэнтропный КПД компрессора $\eta_{из}$.

Решение:

Изоэнтропный КПД есть отношение мощности сжатия газа в изоэнтропном $N_{из}$ процессе к внутренней мощности сжатия компрессора $N_{вн}$. Отсюда следует, что для нахождения искомой величины предварительно требуется расчет $N_{вн}$ и $N_{из}$.

Мощность сжатия газа в изоэнтропном режиме может быть определена по формуле:

$$N_{вн} = V \cdot \rho \cdot z \cdot R \cdot (273+t) \cdot k/(k-1) \cdot [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1] = \\ = 100/60 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 286 \cdot (273+20) \cdot 1,4/(1,4-1) \cdot [(0,25/0,1)^{(1,4-1)/1,4} - 1] \cdot 10^{-3} = 175,5 \text{ кВт}$$

Внутреннюю мощность компрессора определим по формуле:

$$N_{вн} = V \cdot \rho \cdot \sum [u_i^2 \cdot \varphi_i \cdot (1+\beta_t+\beta_p)_i] = 100/60 \cdot 1,2 \cdot 245^2 \cdot 0,82 \cdot (1,012+1,019) = 200 \text{ кВт.}$$

Далее определим искомую величину:

$$\eta_{из} = N_{из}/N_{вн} = 175,5/200 = 0,88$$

Итого получим, что изоэнтропный КПД данного двухступенчатого односекционного компрессора равен 0,88.

Практическое занятие № 53. «Изучение приспособлений и инструментов для ремонта компрессоров».

Механизмы, инструменты и приспособления для ремонтных работ

Для демонтажа и перемещения узлов и деталей оборудования на холодильных станциях используют различные грузоподъемные механизмы.

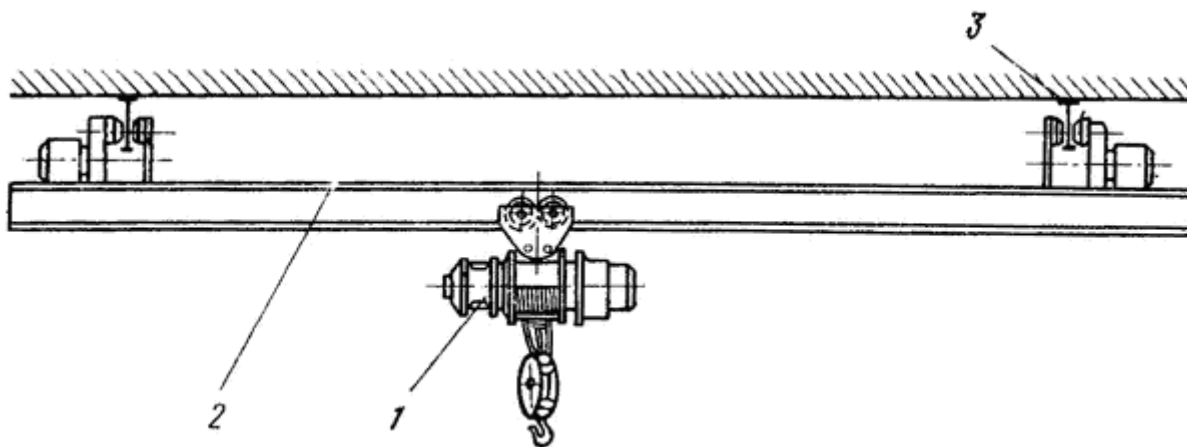


Рис. 120. Подвесной мостовой кран:

1 — тельфер, 2 — двутавровая балка, 3 — подкрановый путь

Мостовые краны и кран-балки (рис. 120) — наиболее универсальные механизмы, совершающие как подъемные, так и транспортные операции. С их помощью тяжелые узлы, а также машины и аппараты снимаются и перемещаются на ремонтные площадки.

Для подъема и перемещения отдельных видов оборудования и деталей служат также тали, кошки и тельферы.

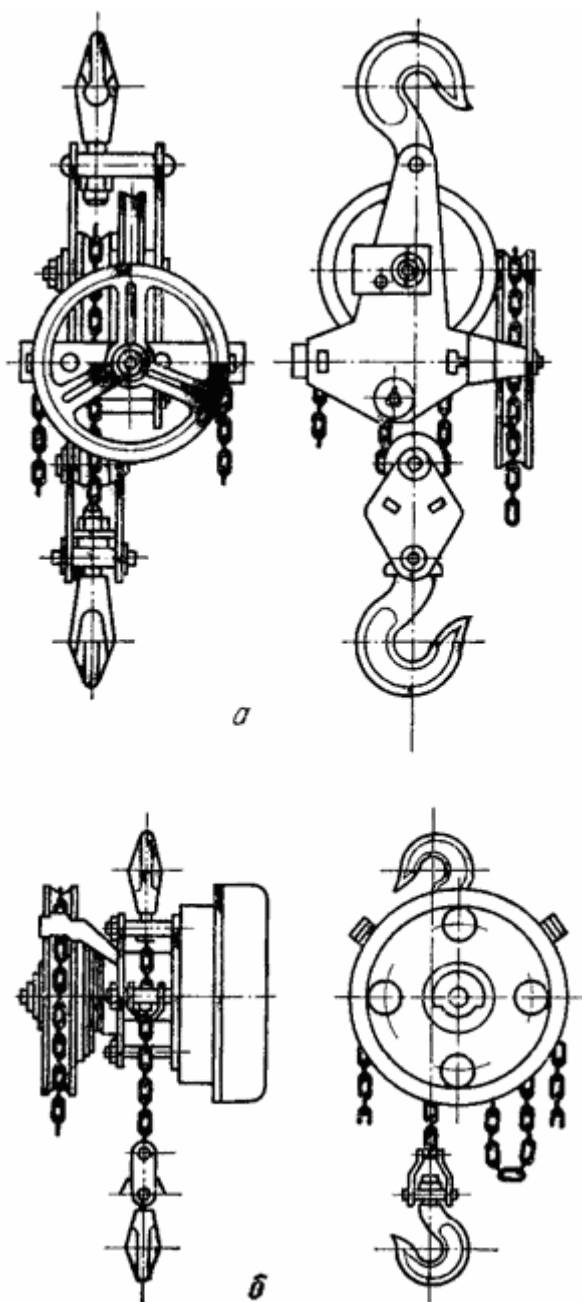


Рис. 1. Тали ручные:

а — с червячной передачей,
б — шестеренчатые

Тали (рис. 121) бывают с червячной и шестеренчатой передачей. Грузоподъемность червячных талей от 0,5 до 10 т при высоте подъема крюка до 10 м, шестеренчатых — до 20 т при высоте подъема до 12 м. Тали подвешиваются верхним крюком к специальной тележке, которая, перемещаясь на монорельсе, увеличивает зону обслуживания тали.

Кошки с ручным приводом служат для подвешивания и перемещения грузов по монорельсу.

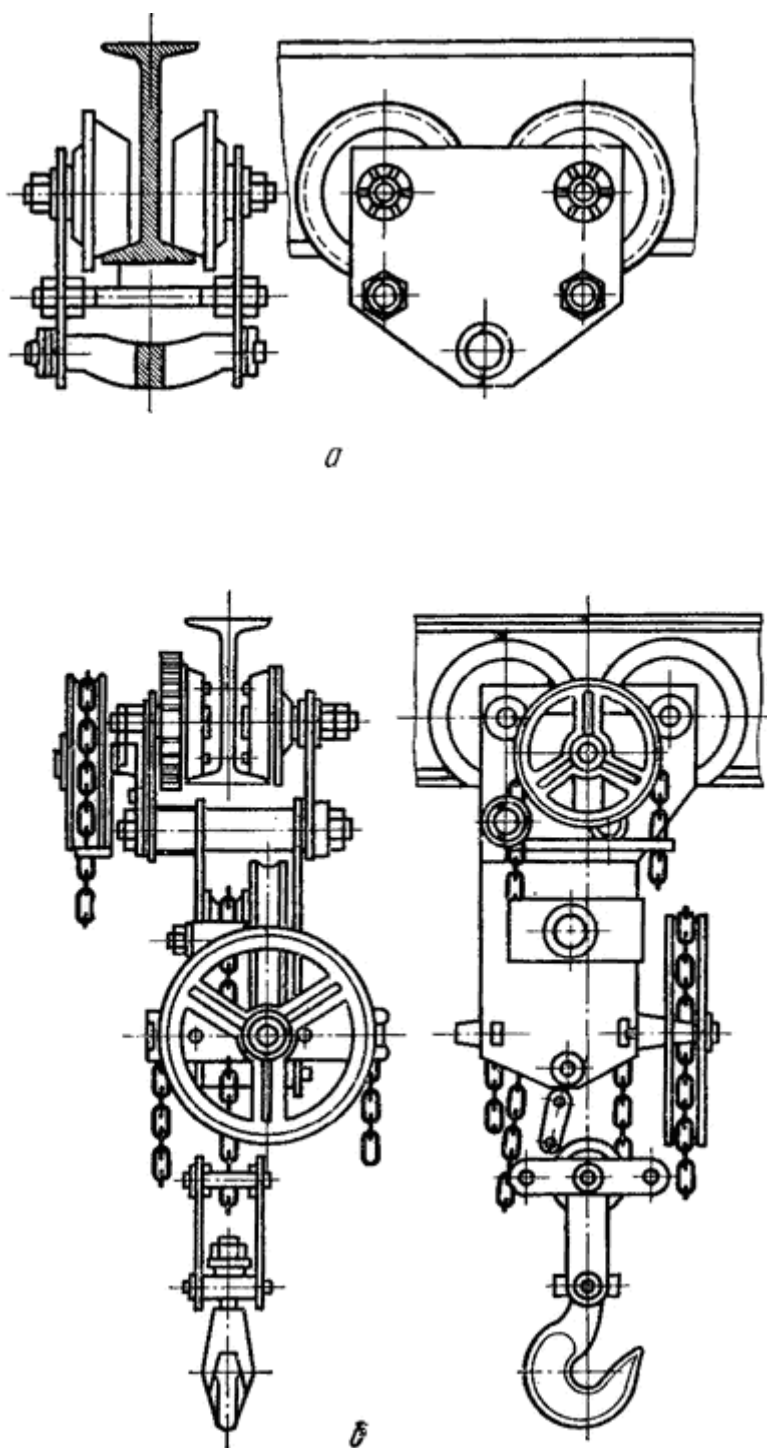


Рис. 2. Кошки с ручным приводом:

а — без механизма передвижения,

б — с механизмом передвижения, соединенным с червячным подъемным механизмом

Электротали (тельферы) (рис. 123) представляют собой тали 1 с электроприводом, связанные с тележкой 2, которая снабжена ручным или электрическим механизмом передвижения. Тельферы применяют для подъема и спуска груза, а также для его перемещения вдоль монорельса.

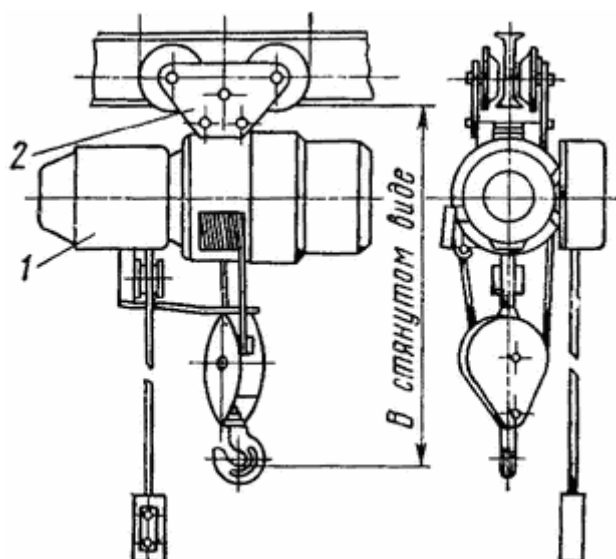


Рис. 3. Электроталь (тельфер):

- 1 - таль,
2 — тележка

Струбцины грузозахватные представляют собой скобы с зажимными винтами. Струбцины имеют отверстия для соединительного кольца или каната стропа. Опорные поверхности струбцин без специальных выступов и отгибов должны иметь рифление или ребристую наплавку.

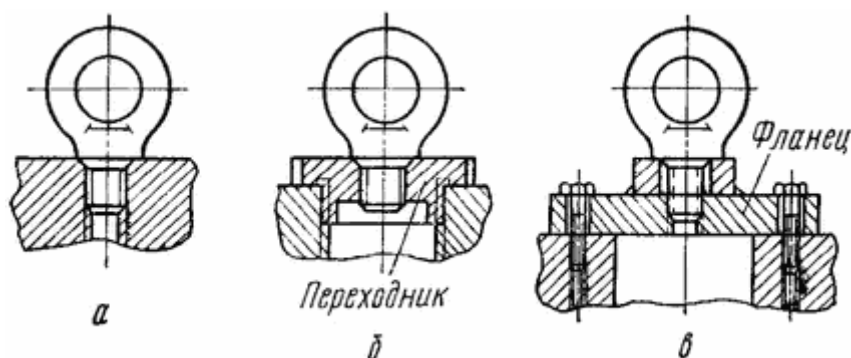


Рис. 4. Рымы: а — стандартный, б — с переходником, в — с фланцем

Рымы (рис. 124), или **рым-болты**, — это грузовые винты с кольцами, ввертываемые в детали машин и предназначенные для их подъема. Стандартные рымы ставят непосредственно на корпусах электродвигателей, редукторов и других машин. При использовании различных переходников с наружной и внутренней резьбами или с фланцем рымы применяют для подъема разнообразных по конфигурации изделий.

Детали внутри машинных и аппаратных залов и ремонтно-механических участков перевозят на специальных самоходных и несамоходных **тележках**. На них же доставляют баллоны с хладагентом, бочки с маслом, мешки с солью и антикоррозионными добавками.

В процессе ремонтных работ используют большое количество инструментов и приспособлений: слесарные молотки, зубила, крейцмейсели, напильники, шаберы, сверла, развертки, отвертки, гаечные ключи, плоскогубцы, воротки, ножницы, пилы. Некоторые виды основных слесарных инструментов показаны на рис. 125—127.

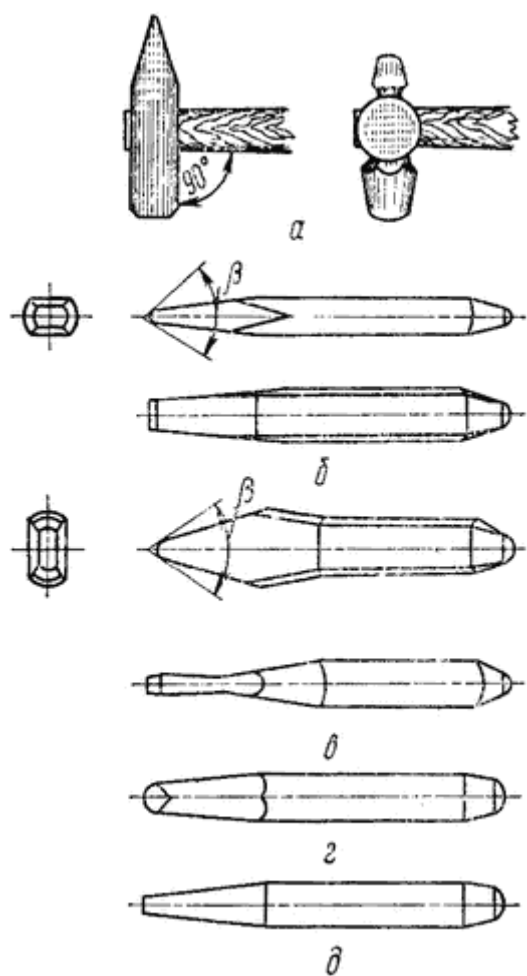


Рис. 5. Набор основных ударных инструментов:

а — молоток, б — зубило, в — крейцмейсель, г — канавочник, д — бородок

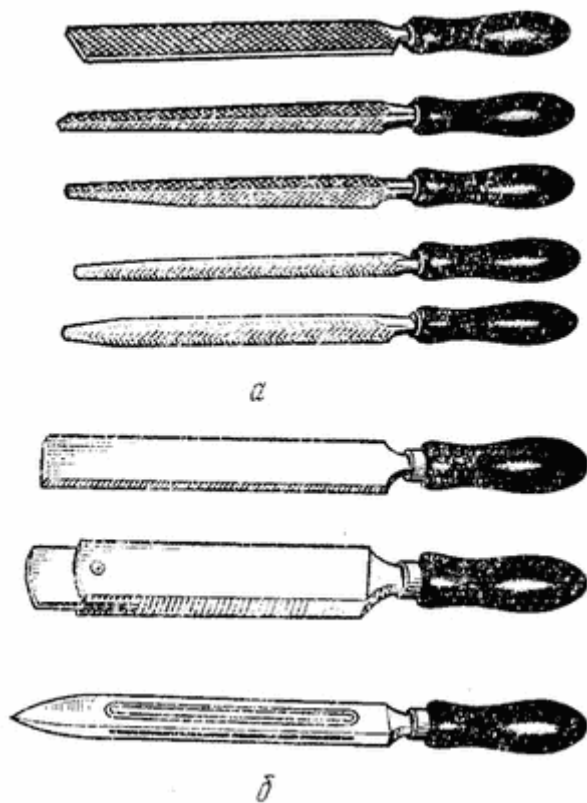


Рис. 6. Напильники и шаберы: а — напильники, б — шаберы

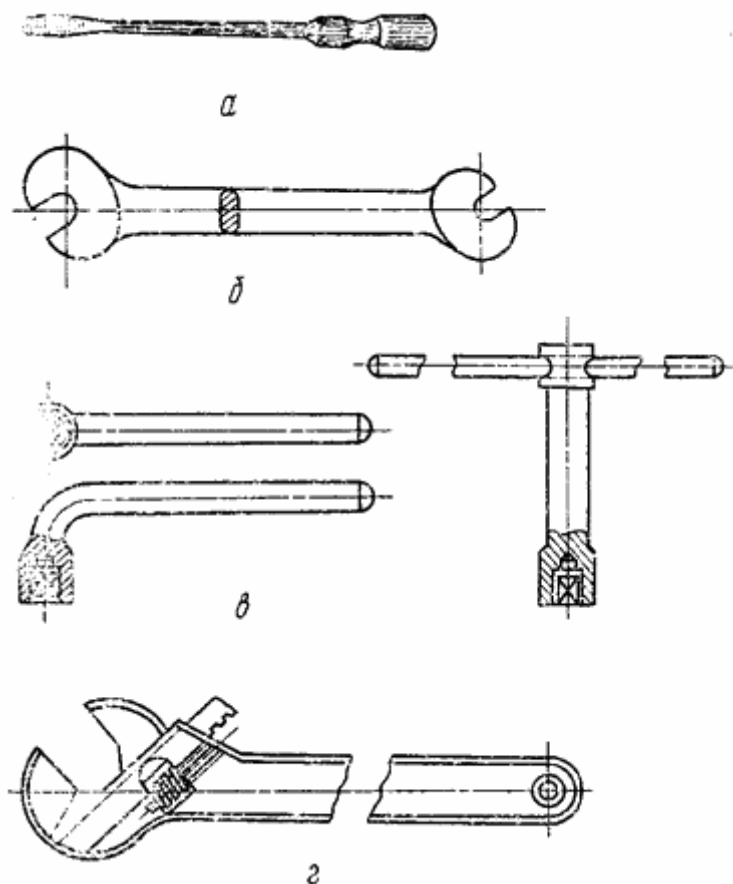


Рис. 7. Отвертка (а) и гаечные ключи: двухсторонний (б), торцевой (в), разводной (г)

Для определения дефектов и снятия размеров применяются различные измерительные инструменты: **кронциркули, нутромеры, штангенциркули, микрометры** (рис. 128—130).

Для измерения отклонений от заданного размера при проверке биений, эксцентricности, овальности, эллипсности и т. п. применяют и **индикаторы** часового типа (рис. 131).

Детали компрессоров, насосов, редукторов и фланцы крепят **винтами, болтами, шпильками, гайками и шайбами** (рис. 132—134).

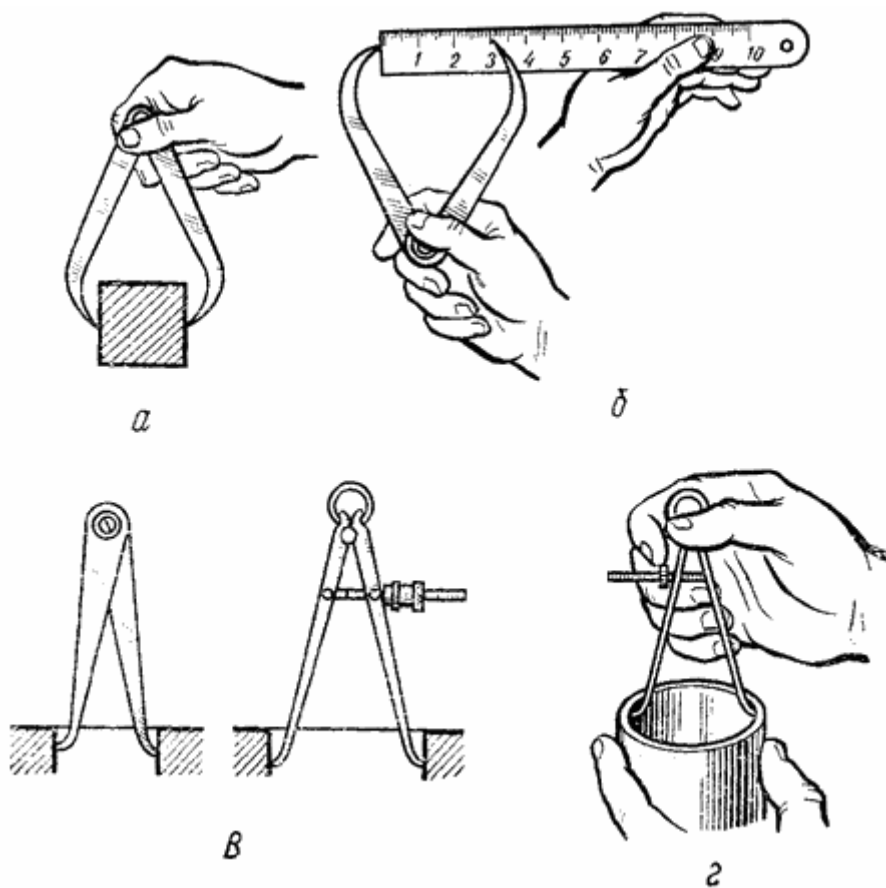


Рис. 8. Кронциркуль и нутромеры:

а — установка кронциркуля на размер, б — определение размера, в — установка нутромеров на размер, г — измерение диаметра нутромером

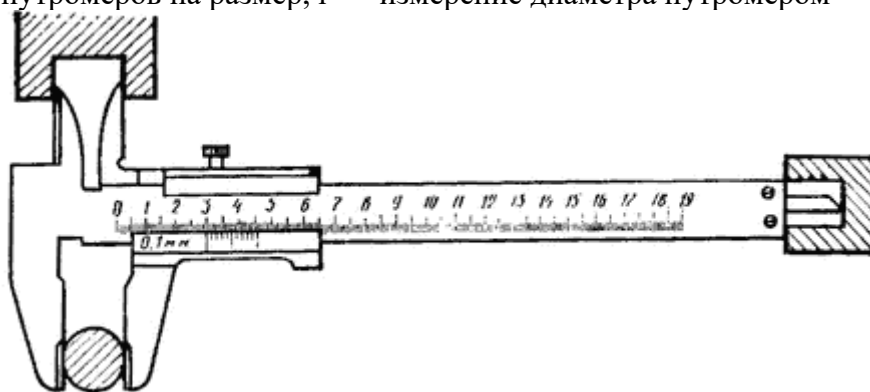


Рис. 9. Штангенциркуль с точностью отсчета 0,1 мм

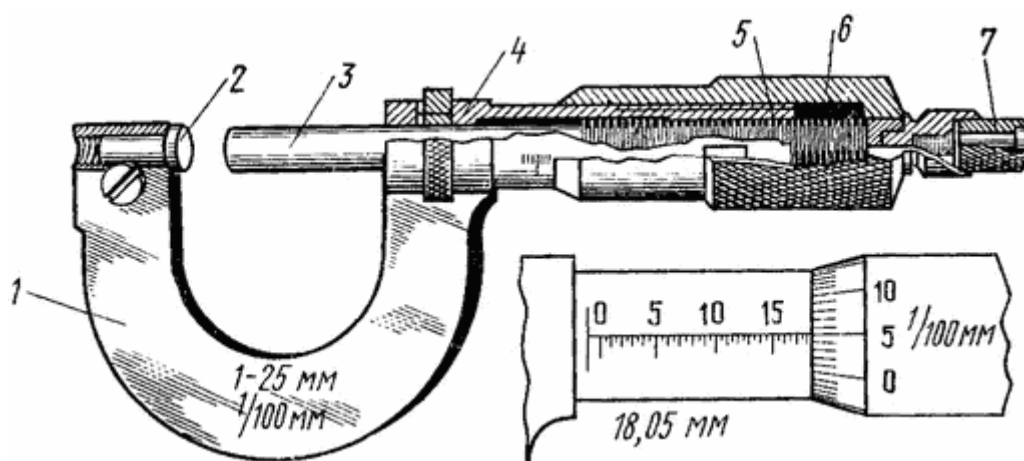


Рис. 10. Микрометр:

1 — скоба, 2 — измерительная пятка, 3 — шпindel, 4 — стебель, 5 — гайка, 6 — барабан, 7 — трещотка

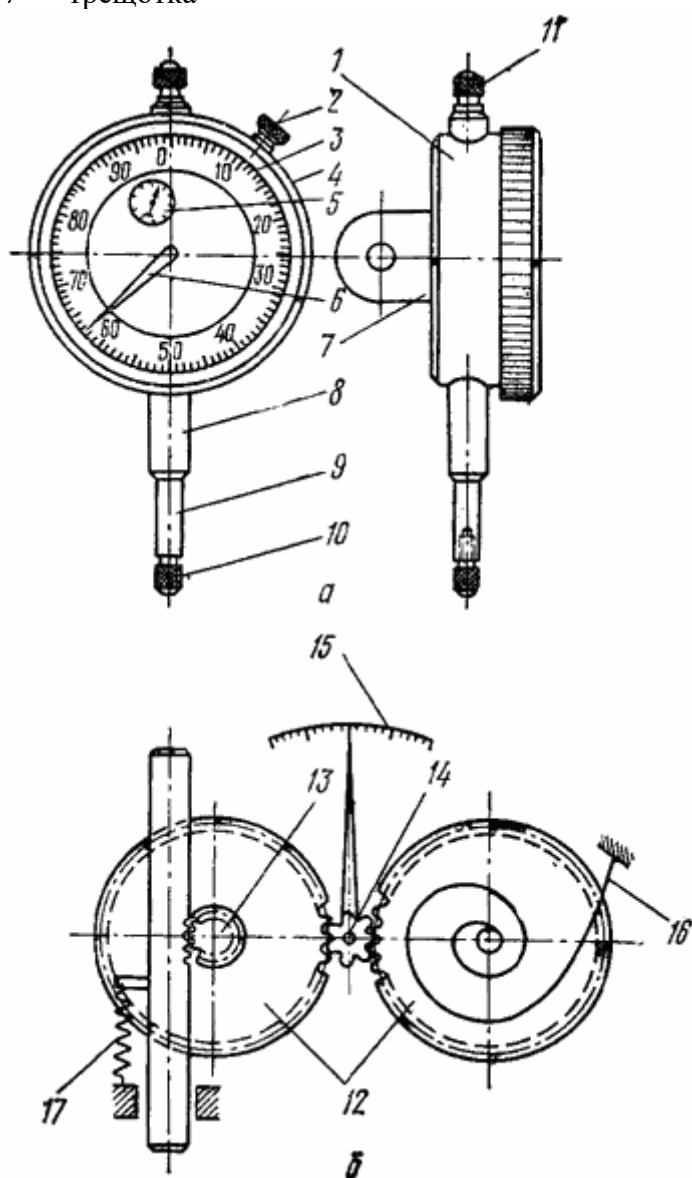


Рис. 12. Нормальный индикатор часового типа:

а — общий вид,
б — схема передаточного механизма;
1 — корпус,

- 2 — стопор ободка,
- 3 — циферблат со шкалой,
- 4 — ободок,
- 5 — указатель числа оборотов стрелки,
- 6 — стрелка,
- 7 — ушко крепления,
- 8 — гильза,
- 9 — измерительный стержень,
- 10 — наконечник,
- 11 — головка измерительного стержня,
- 12 — большие зубчатые колеса,
- 13 — малое зубчатое [колесо](#),
- 14 — трубка,
- 15 — шкала,
- 16 — пружинный волосок,
- 17 — возвратная пружина

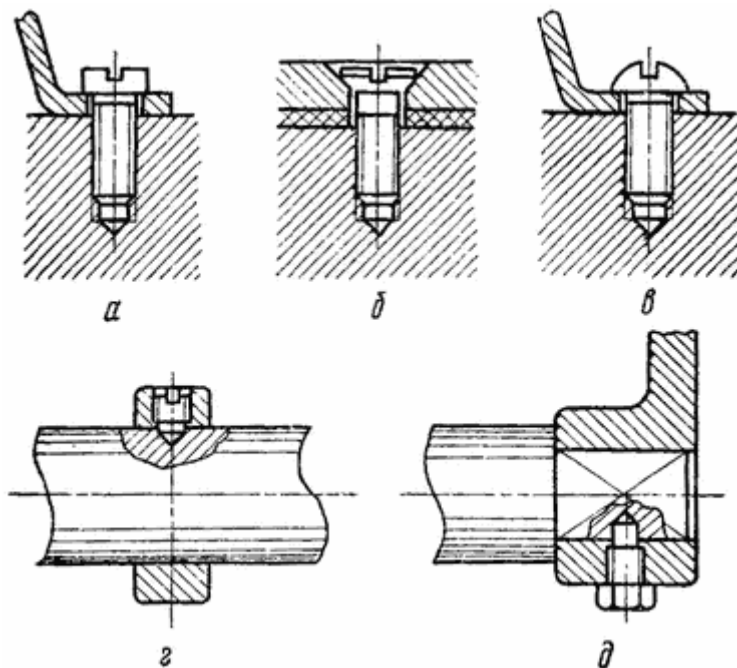


Рис. 13. Винты:

а — с цилиндрической головкой, б — с потайной головкой, в — с полукруглой головкой, г и д — установочные

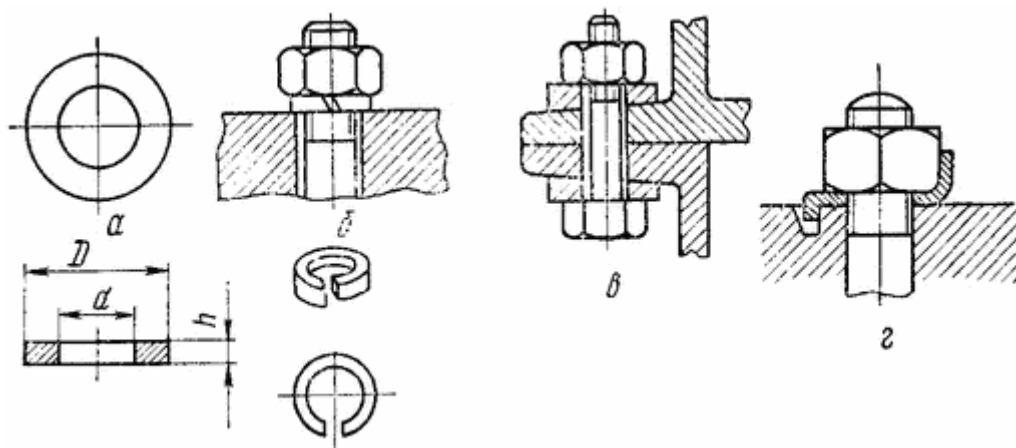


Рис. 14. Болтовые соединения:

а — нормальная шайба, б — соединение с пружинной шайбой, в — соединение с косой шайбой, г — соединение с выступающей шайбой

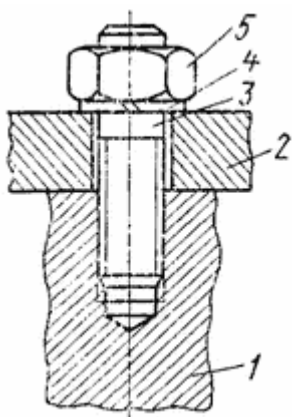


Рис. 15. Сборка соединения на шпильке:

- 1 — базовая деталь,
- 2 — сопрягаемая деталь,
- 3 — шпилька,
- 4 — шайба,
- 5 — гайка

МДК.01.01. «Технологическое оборудование газонефтепроводов и газонефтехранилищ»

по разделу 5

«Осуществление технологического обслуживания электрооборудования перекачивающих и компрессорных станций»

Практическое занятие № 1.Расшифровка маркировки взрывозащищенного электрооборудования

Маркировка взрывозащищенного двигателя – источник важной информации о его исполнении и возможности применения:

- для приводов исполнительных механизмов в химической, газовой, нефтедобывающей и смежных отраслях промышленности, где могут образовываться взрывоопасные смеси газов и паров с воздухом - маркировка взрывозащиты 1ExdIIBT4 (химическое исполнение);
- для привода стационарных и передвижных забойных машин, ленточных конвейеров и другого горно-шахтного оборудования - маркировка взрывозащиты РВExdI (рудничное исполнение).

Предлагаем Вам узнать, что же скрывается за аббревиатурами 1ExdIIBT4 или РВExdI:

Общие сведения о взрывозащите

Зона 2 - маловероятно присутствие взрывоопасной газовой смеси в нормальных условиях эксплуатации, а если она возникает, то редко и существует очень непродолжительное время.

Зона 1 - существует вероятность присутствия взрывоопасной газовой смеси в нормальных условиях эксплуатации.

Зона 0 - взрывоопасная газовая смесь присутствует постоянно или в течение длительных периодов времени.



Расшифровка маркировки взрывозащиты

Химическое исполнение					Рудничное исполнение				
<u>1</u>	<u>Ex</u>	<u>d</u>	<u>IIB</u>	<u>T4</u>	<u>РВ</u>	<u>Ex</u>	<u>d</u>	<u>I</u>	-
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

1. Уровень взрывозащищенности оборудования

2 - электрооборудование повышенной надежности против взрыва: в нем взрывозащита обеспечивается только в нормальном режиме работы;

1 - взрывобезопасное оборудование: взрывозащищенность обеспечивается как при нормальных режимах работы, так и при вероятных повреждениях, зависящих от условий эксплуатации, кроме повреждений средств, обеспечивающих взрывозащищенность;

РВ - рудничное взрывозащищенное электрооборудование, предназначенное для подземных выработок шахт и рудников.

2. Ex - знак, указывающий на соответствие электрооборудования стандартам на взрывозащищенность

3. Тип взрывозащиты

d - взрывонепроницаемая оболочка;

e - повышенная безопасность;

p - заполнение или продувка;

i - искробезопасная электрическая цепь;

o - масляное заполнение оболочки;

q - кварцевое заполнение оболочки;

m - герметизация компаундом;

n - отсутствие искрообразования;

s - специальная защита;

h - герметическая изоляция.

4. Категория взрывоопасной смеси

Категория взрывоопасной смеси	Типичный представитель горючего вещества	Применение электрооборудования	Допускается применение
I	Метан	Угольные шахты	Только угольные шахты
IIA	Пропан	Наземные промышленные предприятия	IIA
IIB	Этилен	Наземные промышленные предприятия	IIA, IIB
IIC	Водород, сероуглерод	Наземные промышленные предприятия	IIA, IIB, IIC

5. Температуры самовоспламенения взрывоопасных газов и смесей

Температурный класс	Температура воспламенения газа	Допускается применение
T1	более 450°C	T1
T2	от 300 до 450°C	T1, T2
T3	от 200 до 300°C	T1 - T3
T4	от 135 до 200°C	T1 - T4
T5	от 100 до 135°C	T1 - T5
T6	от 85 до 100°C	T1 - T6

Практическое занятие № 2. Изучение основных технических данных взрывозащищенных электродвигателей

Взрывозащищенные электродвигатели серий 4ВР, АИМ, АИМЛ, ВА, АВ, ЗВ, ВАО2, 1ВАО предназначены для привода механизмов внутренних и наружных установок в газовой, нефтедобывающей, химической и других смежных отраслях промышленности (кроме рудничных производств), где могут образовываться взрывоопасные газы и пары -

воздушные смеси, отнесенные к категориям IIА и IIВ и группам воспламеняемости Т1, Т2, Т3, Т4.

Основное (базовое) исполнение – асинхронный трехфазный взрывозащищенный электродвигатель, предназначенный для режима работы S1, с питанием от сети переменного тока 50 Гц напряжением 380В (220В, 660В). Исполнение по взрывозащите IExdIIВТ4, климатическое исполнение и категория размещения У2, степень защиты IP54, с типовыми техническими характеристиками, соответствующими требованиям стандартов.

Мощность , кВт	3000 об/мин		1500 об/мин		1000 об/мин		750 об/мин	
	марка ЭД	масса , кг	марка ЭД	масса , кг	марка ЭД	масса , кг	марка ЭД	масса , кг
0,25			4BP 63 A4	11				
0,37	4BP 63 A2	11	4BP 63 B4	11,5	4BP 71 A6	14,5		
0,55	4BP 63 B2	11,5	4BP 71 A4	14,5	4BP 71 B6	15,5		
0,75	4BP 71 A2	14,5	4BP 71 B4	15,5	4BP 80 A6	20,3		
1,1	4BP 71 B2	15,5	4BP 80 A4	20,3	4BP 80 B6	22		
1,5	4BP 80 A2	20,3	4BP 80 B4	22	4BP 90 L6	21		
2,2	4BP 80 B2	22	4BP 90 L4	21	4BP 100 L6	33	4BP 112 MA8	73
3	4BP 90 L2	21	4BP 100 S4	31	4BP 112MA6	44	4BP 112 MB8	77
4	4BP 100 S2	31	4BP 100 L4	34	4BP 112MB6	44	BA 132 S8	85
5,5	4BP 100 L2	36	4BP 112 M4	44	BA 132 S6	81	BA 132 M8	99
7,5	4BP 112 M2	44	BA 132 S4	86	BA 132 M6	100	BA 160 S8	175
11	BA 132 M2	95	BA 132 M4	102	BA 160 S6	175	BA 160 M8	195
15	BA 160 S2	170	BA 160 S4	175	BA 160 M6	200	BA 180 M8	225
18,5	BA 160 M2	180	BA 160 M4	190	BA 180 M6	225	BA 200 M8	2853
22	BA 180 S2	198	BA 180 S4	205	BA 200 M6	285	BA 200 L8	310
30	BA 180 M2	221	BA 180 M4	234	BA 200 L6	320	BA 225 M8	380
37	BA 200 M2	295	BA 200 M4	295	BA 225 M6	379	BA 250 S8	575
							AB 250 S8	595
45	BA 200 L2	315	BA 200 L4	320	BA 250 S6	575	BA 250 M8	605
					AB 250 S6	575	AB 250 M8	615
55	BA 225 M2	371	BA 225 M4	380	BA 250 M6	590	AB 280 S8	780
					AB 250 M6	590		
75	BA 250 S2	615	BA 250 S4	625	AB 280 S6	780	AB 280 M8	850
	AB 250 S2	560	AB 250 S4	610				
90	BA 250 M2	645	BA 250 M4	665	BA 280 M6	945	AB 280 L8	1029

	AB 250 M2	575	AB 250 M4	630	AB 280 M6	850	BAO2 280 M8	1070
110	BA 280 S2	855	BA 280 S4	915	AB 280 L6	1029	BAO2 280 L8	1130
	AB 280 S2	790	AB 280 S4	760	BAO2 280 M6	1070		
132	AB 280 M2	882	AB 280 M4	860	BAO2 280 L6	1130	BAO2 315 M8	1475
	BAO2 280 S2	1020	BAO2 280 S4	1020				
160	AB 280 L2	1091	AB 280 L4	1090	BAO2 315 M6	1475	BAO2 315 L8	1645
	BAO2 280 M2	1070	BAO2 280 M4	1070				
200	BAO2 280 L2	1130	BAO2 280 L4	1130	BAO2 315 L6	1645		
250	BAO2 315 M2	1400	BAO2 315 M4	1475				
315	BAO2 315 L2	1600	BAO2 315 L4	1645				

В дополнение к общей маркировке взрывозащищенного электродвигателя также указываются следующие характеристики:

Исполнение электродвигателей по взрывозащите

По области применения электродвигатели делятся на следующие группы:

I - электродвигатели, предназначенные для применения в подземных выработках шахт, рудников, опасных в отношении рудничного газа и (или) горючей пыли, а также в тех частях их наземных строений, в которых существует опасность присутствия рудничного газа и (или) горючей пыли (категория смеси - I);

II - электродвигатели, предназначенные для применения во взрывоопасных зонах помещений и наружных установок (категория смеси - II по газу);

III - электродвигатели, предназначенные для применения во взрывоопасных пылевых средах (категория смеси - II по пыли).

Пример маркировки электродвигателей по ГОСТ Р для Категории смеси II по газу: **1ExdIIAT3**

<u>1</u>	<u>Ex</u>	<u>d</u>	<u>IIA</u>	<u>T3</u>
Знак уровня взрывозащиты	Знак соответствия стандартам	Знак вида взрывозащиты	Знак подгруппы (категория смеси)	Знак температурного класса (группа смеси)

Пример маркировки электродвигателей по ГОСТ Р для Категории смеси II по пыли: **DIP A21 T_A200° (T_AT3)**

<u>DIP</u>	<u>A</u>	<u>21</u>	<u>T_A200° (T_AT3)</u>
Символ, обозначающий,	A – максимально	Класс	Максимальная

что электрооборудование предназначено для применения в зонах, опасных по воспламенению горючей пыли	допустимый слой горючей пыли на поверхности электрооборудования 5мм В – максимально допустимый слой горючей пыли на поверхности электрооборудования 12,5мм	зоны	температура поверхности и/или температурный класс
---	---	------	--

Уровень взрывозащищенности электродвигателей

Уровни взрывозащищенности имеют в российской классификации обозначения 2, 1 и 0:

а) Уровень 2 – электродвигатели повышенной надежности против взрыва: в них взрывозащита обеспечивается только в нормальном режиме работы;

б) Уровень 1 – взрывобезопасные электродвигатели: взрывозащищенность обеспечивается как при нормальных режимах работы, так и при вероятных повреждениях, зависящих от условий эксплуатации, кроме повреждений средств, обеспечивающих взрывозащищенность;

в) Уровень 0 – особо взрывобезопасные электродвигатели, в которых применены специальные меры и средства защиты от взрыва.

Степень взрывозащищенности электродвигателей (2, 1, или 0) ставится в РФ как первая цифра перед европейской маркировкой взрывозащищенности электродвигателей.

Классификация взрывоопасных зон в соответствии с техническими регламентами

В зависимости от частоты и длительности присутствия взрывоопасной смеси взрывоопасные зоны подразделяются на следующие классы:

класс 0 — зоны, в которых взрывоопасная газовая смесь присутствует постоянно или хотя бы в течение одного часа;

класс 1 — зоны, расположенные в помещениях, в которых при нормальном режиме работы электродвигателей выделяются горючие газы или пары легковоспламеняющихся жидкостей, образующие с воздухом взрывоопасные смеси;

класс 2 — зоны, расположенные в помещениях, в которых при нормальном режиме работы электродвигателей взрывоопасные смеси горючих газов или паров легковоспламеняющихся жидкостей с воздухом не образуются, а возможны только в результате аварии или повреждения технологического оборудования;

класс 20 — зоны, в которых взрывоопасные смеси горючей пыли с воздухом имеют нижний концентрационный предел воспламенения менее 65 граммов на кубический метр и присутствуют постоянно;

класс 21 — зоны, расположенные в помещениях, в которых при нормальном режиме работы электродвигателей выделяются переходящие во взвешенное состояние горючие пыли или волокна, способные образовывать с воздухом взрывоопасные смеси при концентрации 65 и менее граммов на кубический метр;

класс 22 — зоны, расположенные в помещениях, в которых при нормальном режиме работы электродвигателей не образуются взрывоопасные смеси горючих пылей или волокон с воздухом при концентрации 65 и менее граммов на кубический метр, но возможно образование такой взрывоопасной смеси горючих пылей или волокон с воздухом только в результате аварии или повреждения технологического оборудования

Методы обеспечения взрывобезопасности электродвигателей

Существует несколько методов обеспечения взрывобезопасности, цель которых - предотвратить возможность контакта внутренних искрообразующих или тепловыделяющих элементов аппаратуры с внешней взрывоопасной средой, либо препятствовать выходу наружу взрыва, возникшего внутри наружной оболочки аппаратуры путем его локализации:

- локализация, или сдерживание взрыва - предотвращение распространения взрыва за пределы оболочки;
- изоляция, или герметизация – заливка компаундом, лаком, поддержание высокого давления внутри оболочки продувкой оборудования сжатым воздухом или инертным газом;
- заполнение оболочки кварцевым песком, погружение оборудования в масло, применяемое, например, для обмоток трансформаторов;
- предотвращение, или ограничение электрической и тепловой выделяемой энергии - применение в методе защиты «искробезопасной электрической цепи».

В европейской классификации приводится детализация примененного в оборудовании типа взрывозащиты (она признается в РФ и встречается в сертификатах на взрывозащищенное оборудование):

Вид взрывозащиты		Основное применение				Стандарт
Защита вида e	e	Клеммные и соединительные коробки, светильники, посты управления, распределительные устройства				ГОСТ Р 51330.8-99
Взрывонепроницаемая оболочка	d	Коммутирующие приборы, светильники, посты управления, распределительные устройства, пускатели электродвигателей, нагревательные элементы				ГОСТ Р 51330.1-99
Заполнение или продувка	p	Сильноточные распредшкафы, анализаторные приборы, двигатели				ГОСТ Р 51330.3-99
Искробезопасная электрическая цепь	i	Измерительная и регулирующая техника, техника сязи, датчики, приводы				ГОСТ Р 51330.10-99
		Уровни взрывозащиты Exi-- электрооборудования				
		Взрывоопасная зона	0	1	2	
		Россия	ia	ia,ib	ia,ib,ic	
Масляное заполнение оболочки	o	Трансформаторы, пусковые сопротивления				ГОСТ Р 51330.7-99
Кварцевое заполнение оболочки	q	Трансформаторы, конденсаторы				ГОСТ Р 51330.6-99
Герметизация компаундом	m	Коммутирующие приборы малой мощности, индикаторы, датчики				ГОСТ Р 51330.17-99
Отсутствие искрообразования	n	Зона 2 Этот вид взрывозащиты включает упрощенные варианты различных методов взрывозащиты	Все устройства для зоны 2, кроме коммутирующих устройств			ГОСТ Р 51330.17-99

Специальная защита	s	Этот вид взрывозащиты включает специальные методы взрывозащиты	Датчики, разрядники	ГОСТ Р 51330.17-99
Герметическая изоляция	h			ГОСТ Р 51330.17-99

Действует следующая российская классификация уровней взрывозащиты электродвигателей:

Категория взрывоопасности смеси		Требуемый уровень взрывозащиты
I (рудничный метан)	II (все газы)	
IIa	ia	Особо взрывобезопасный
IIb	ib	Взрывобезопасный
IIc	ic	Повышенная надежность против взрыва

Электродвигатели с маркировкой ia, ib, ic для категории взрывоопасности смеси II разделяются на три подкатегории категории II: IIА, IIВ, IIС

Маркировка в квадратных скобках указывает на то, что это связанное оборудование. Например, маркировка [Ex ia] IIС указывает на связанное оборудование, располагающееся во взрывоопасной зоне. Связанное оборудование, размещенное в взрывоопасной зоне и имеющее вид взрывозащиты «взрывонепроницаемая оболочка» маркируется следующим образом: Ex d [ia] IIСТ4.

Категории взрывоопасности смеси

В действующей классификации предусмотрены две категории: I и II.

Категория I определяет требования к оборудованию, предназначенному для работы в шахтах и рудниках, где имеется опасность взрыва рудничного метана.

К категории II относится оборудование, применяемое для работы в условиях возможного образования промышленных взрывоопасных смесей газов и взвесей.

Существуют три подкатегории категории II: IIА, IIВ, IIС. Каждая последующая подкатегория включает (может заменить) предшествующую, то есть, подкатегория С является высшей и соответствует требованиям всех категорий – А, В и С. Она, таким образом, является самой «строгой».

Россия, Европа	Энергия поджига атмосферы(мкдж)	Возрастание ↓ опасности	Типичный представитель
I			Метан (рудничный)
II А	Более 180		Пропан
II В	60-180		Этилен
II С	менее 60		Ацетилен, Водород

Со вступлением в силу технического регламента ТР403 предусматривается три категории (Категория II - для газов, категория III - для пыли)

В системе МЭКEx (IECEx) предусмотрено три категории: I, II и III. Из категории II выделена пыль в III категорию. (Категория II - для газов, категория III - для пыли)

Категории взрывоопасности смеси детализируются в зависимости от температуры самовоспламенения взрывоопасных газов и смесей. Согласно ГОСТу, действует следующая классификация по температуре самовоспламенения:

Группа смеси	Температура самовоспламенения, °С
T1	Более 450
T2	От 300 до 450
T3	От 200 до 300
T4	От 135 до 200
T5	От 100 до 135
T6	От 85 до 100

Объединенные требования к аппаратуре по категориям взрывоопасности газовых смесей и температуре самовоспламенения смесей газов

Категория ПС взрывоопасности смеси применяется к группам:

- T1 – водород, водяной газ, светильный газ, водород 75% + азот 25%»;
- T2 – ацетилен, метилдихлорсилан;
- T3 – трихлорсилан;
- T4 – не применяется;
- T5 – сероуглерод;
- T6 – не применяется.

Категориям А и В соответствуют взрывоопасные смеси
ПА:

- T1 – аммиак, ацетон, бензол, 1,2-дихлорпропан, дихлорэтан, диэтиламин, доменный газ, изобутан, метан (промышленный, с содержанием водорода в 75 раз большим, чем в рудничном метане), пропан, растворители, сольвент нефтяной, спирт диацетоновый, хлорбензол, этан;
- T2 – алкилбензол, амилацетат, бензин Б95\130, бутан, растворители, спирты, этилбензол, циклогексанол;
- T3 – бензины А-66, А-72, А-76, «галоша», Б-70, экстракционный. Бутилметакрилат, гексан, гептан, керосин, нефть, эфир петролейный, полиэфир, пентан, скипидар, спирты, топливо Т-1 и ТС-1, уайт-спирит, циклогексан, этилмеркаптан;
- T4 – ацетальдегид, альдегид изомасляный, альдегид масляный, альдегид пропионовый, декан, тетраметилдиаминометан, 1,1,3 – триэтоксипутан;
- T5 и T6 – не применяются.

ПВ:

- T1 – коксовый газ, синильная кислота;
- T2 – дивинил, 4,4 – диметилдиоксан, диметилдихлорсилан, диоксан, нитроциклогексан, окись пропилена, окись этилена, этилен;
- T3 – акролеин, винилтрихлорсилан, сероводород, тетрагидрофуран, тетраэтоксисилан, триэтоксисилан, топливо дизельное, формальгликоль, этилдихлорсилан, этилцеллозольв;
- T4 – дибутиловый эфир, диэтиловый эфир, диэтиловый эфир этиленгликоля;

- Т5 и Т6 – не применяются.

Как видно из приведенных данных, категория ПС является избыточной для большинства случаев применения на реальных объектах.

Категории ПА, ПВ и ПС определяются следующими параметрами: безопасным экспериментальным максимальным зазором (БЭМЗ – максимальный зазор между фланцами оболочки, через который не происходит передача взрыва из оболочки в окружающую среду) и величиной МТВ (отношением минимального тока воспламенения смеси взрывоопасного газа и минимального тока воспламенения метана).

Категория взрывоопасной смеси	БЭМЗ (мм)	МТВ
I (рудничный метан)	более 1,0	1,0
ПА	0,9 и более	0,8
ПВ	от 0,5 до 0,9	от 0,4 до 0,8
ПС	0,5 и менее	менее 0,45

Температурный класс

Температурный класс взрывозащищенных электродвигателей определяется предельной температурой в градусах Цельсия, которую могут иметь при работе поверхности взрывозащищенных электродвигателей.

Температурный класс электродвигателей устанавливается исходя из минимальной температуры соответствующего температурного диапазона (его левой границы): электродвигатели, которые могут применяться в среде газов с температурой самовоспламенения класса Т4, должны иметь максимальную температуру элементов поверхности ниже 135°C; Т5 – ниже 100°C, а Т6 – ниже 85°C.

Класс нагревостойкости изоляции

Взрывозащищенные электродвигатели, как правило, имеют класс нагревостойкости изоляции «F» (температурный индекс 155°C) или «H» (температурный индекс 180°C) по ГОСТ 8865-93.

Габаритные, установочные и присоединительные размеры взрывозащищенных электродвигателей

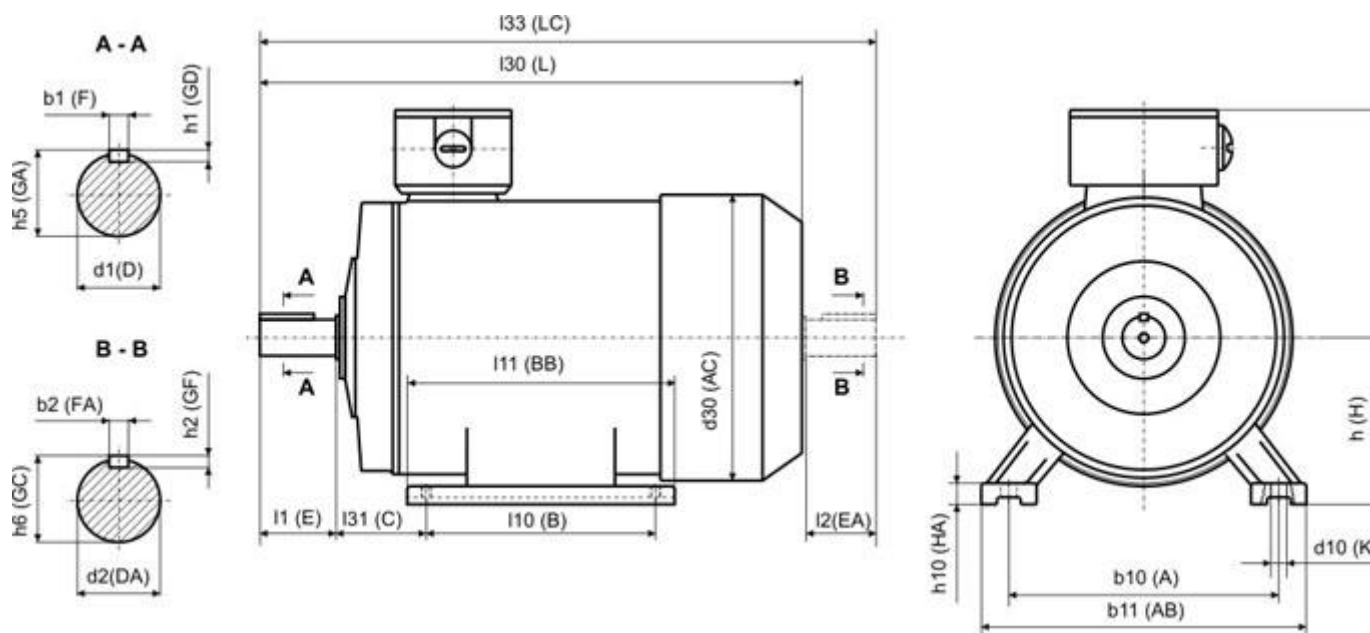


Рис. 1 - исполнение IM1001, IM1002

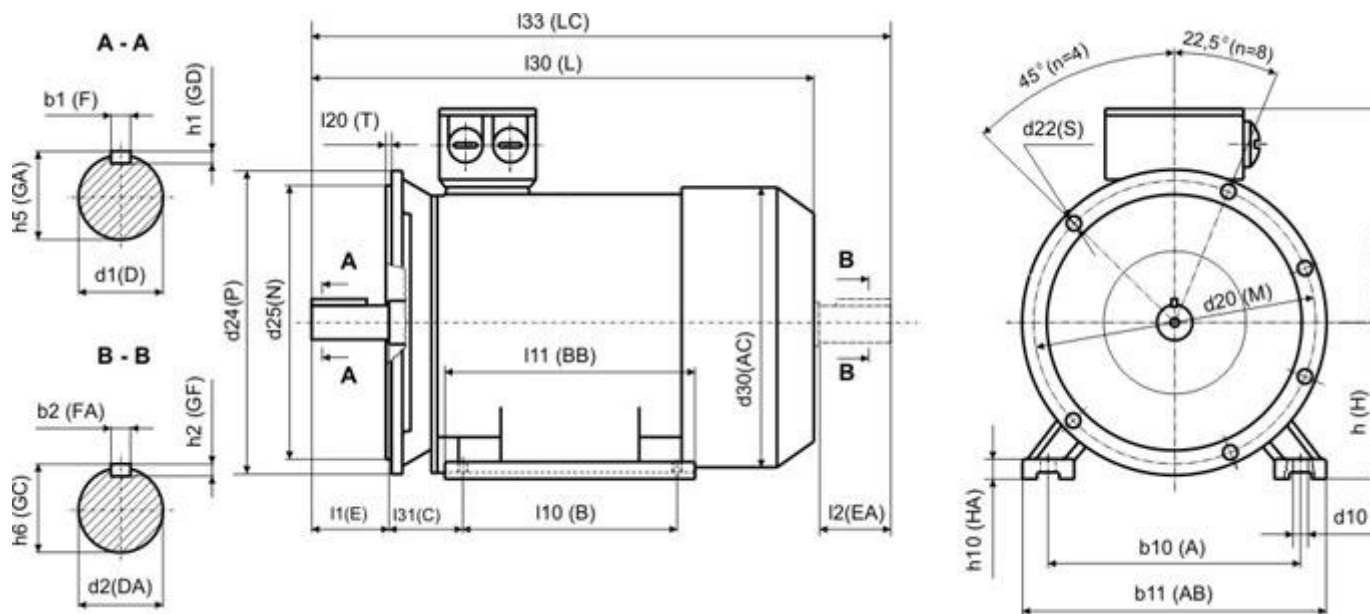


Рис. 2 - исполнение IM2001, IM 2002

Габаритные, установочные и присоединительные размеры приведены в таблицах. Установочные и присоединительные размеры двигателей совпадают для соответствующих осей вращения. Габаритные размеры взрывозащищенных электродвигателей могут отличаться у разных производителей.

Габаритные, установочные и присоединительные размеры взрывозащищенных электродвигателей АИМ, ВА, АВ, ВАО2

Габа рит ЭД	Чис ло пол	Габаритные размеры					Установочные и присоединительные размеры, мм																		
		ИЗ	ИЗ	h3	d	d	b	l1	ИЗ	d	d	l1	l2	b	b	h	h	h	h	h	d	d	d	l	d

	ЮСО Б	0	3	1	2	3	1	0	1	1	2			1	2	5	6	1		1	1	2	2	2	2
		L	L C	H D	P	A C	A	B	C	D	D A	E	E A	F	F A	G A	G C	G D	H	H A	K	M	N	T	S
4BP 63	2, 4, 6	27 5	---	21 4	1 6 0	-- -	1 0 0	8 0	4 0	1 4	-- -	3 0	-- -	5	-- -	1 6	-- -	5	6 3	5	7	1 3 0	1 1 0	3 , 5	1 0
4BP 71	2, 4, 6	29 0	---	23 6	2 0 0	-- -	1 1 2	9 0	4 5	1 9	-- -	4 0	-- -	6	-- -	2 1, 5	-- -	6	7 1	6	7	1 6 5	1 3 0	3 , 5	1 2
4BP 80	2, 4, 6	35 0	---	24 7	2 0 0	-- -	1 2 5	1 0 0	5 0	2 2	-- -	5 0	-- -	6	-- -	2 4, 5	-- -	6	8 0	6	1 0	1 6 5	1 3 0	3 , 5	1 2
4BP 90	2, 4, 6	41 0	---	28 5	2 5 0	-- -	1 4 0	1 2 5	5 6	2 4	-- -	5 0	-- -	8	-- -	2 7	-- -	7	9 0	7	1 0	2 1 5	1 8 0	4	1 5
4BP 100	2, 4, 6	42 5	---	30 5	2 5 0	-- -	1 6 0	1 4 0	6 3	2 8	-- -	6 0	-- -	8	-- -	3 1	-- -	7	1 0 0	7	1 2	2 1 5	1 8 0	4	1 5
4BP 112	2, 4, 6	46 0	---	35 2	3 0 0	-- -	1 9 0	1 4 0	7 0	3 2	-- -	8 0	-- -	1 0	-- -	3 5	-- -	8	1 1 2	8	1 2	2 6 5	2 3 0	4	1 5
BA 132 S	4, 6, 8	46 0	54 8	39 5	3 5 0	2 9 0	2 1 6	1 4 0	8 9	3 8	3 8	8 0	8 0	1 0	1 0	4 1	4 1	8	1 3 2	1 4	1 2	3 0 0	2 5 0	5	1 9
BA 132 M	2, 4, 6, 8	49 8	58 6	39 5	3 5 0	2 9 0	2 1 6	1 7 8	8 9	3 8	3 8	8 0	8 0	1 0	1 0	4 1	4 1	8	1 3 2	1 4	1 2	3 0 0	2 5 0	5	1 9
BA 160 S	2	71 0	83 2	49 0	3 5 0	3 4 0	2 5 4	1 7 8	1 0 8	4 2	4 2	1 1 0	1 1 0	1 2	1 2	4 5	4 5	8	1 6 0	2 0	1 5	3 0 0	2 5 0	5	1 9
	4, 6, 8	71 0	83 2	49 0	3 5 0	3 4 0	2 5 4	1 7 8	1 0 8	4 8	4 2	1 1 0	1 1 0	1 4	1 2	5 1, 5	4 5	9	1 6 0	2 0	1 5	3 0 0	2 5 0	5	1 9
BA 160 M	2	74 0	86 2	49 0	3 5 0	3 4 0	2 5 4	2 1 0	1 0 8	4 2	4 2	1 1 0	1 1 0	1 2	1 2	4 5	4 5	8	1 6 0	2 0	1 5	3 0 0	2 5 0	5	1 9
	4, 6, 8	74 0	86 2	49 0	3 5 0	3 4 0	2 5 4	2 1 0	1 0 8	4 8	4 2	1 1 0	1 1 0	1 4	1 2	5 1, 5	4 5	9	1 6 0	2 0	1 5	3 0 0	2 5 0	5	1 9
BA 180 S	2	69 0	80 5	52 5	4 0 0	3 8 0	2 7 9	2 0 3	1 2 1	4 8	4 8	1 1 0	1 1 0	1 4	1 4	5 2	5 2	9	1 8 0	2 2	1 5	3 5 0	3 0 0	5	1 9
	4	69 0	80 5	52 5	4 0	3 8	2 7	2 0	1 2	5 5	4 8	1 1	1 1	1 6	1 4	5 9	5 2	1 0	1 8	2 2	1 5	3 5	3 0	5	1 9

BA 180 M	2	73 0	84 5	52 5	4 0 0	0 3 8 0	9 2 7 9	3 2 4 1	1 1 2 1	4 8	4 8	0 1 1 0	0 1 1 0	1 4	1 4	5 2	5 2	9	0 1 8 0	2 2	1 5	0 3 5 0	0 3 0 0	5	1 9
	4, 6, 8	73 0	84 5	52 5	4 0 0	3 8 0	2 7 9	2 4 1	1 2 1	5 5	4 8	1 1 0	1 1 0	1 6	1 4	5 9	5 2	1 0	1 8 0	2 2	1 5	3 5 0	3 0 0	5	1 9
BA 200 M	2	76 5	88 0	56 0	4 5 0	4 1 0	3 1 8	2 6 7	1 3 3	5 5	5 5	1 1 0	1 1 0	1 6	1 6	5 9	5 9	1 0	2 0 0	2 8	1 9	4 0 0	3 5 0	5	1 9
	4, 6, 8	79 5	91 0	56 0	4 5 0	4 1 0	3 1 8	2 6 7	1 3 3	6 0	5 5	1 4 0	1 1 0	1 8	1 6	6 4	5 9	1 1	2 0 0	2 8	1 9	4 0 0	3 5 0	5	1 9
BA 200 L	2	80 5	92 0	56 0	4 5 0	4 1 0	3 1 8	3 0 5	1 3 3	5 5	5 5	1 1 0	1 1 0	1 6	1 6	5 9	5 9	1 0	2 0 0	2 8	1 9	4 0 0	3 5 0	5	1 9
	4, 6, 8	83 5	95 0	56 0	4 5 0	4 1 0	3 1 8	3 0 5	1 3 3	6 0	5 5	1 4 0	1 1 0	1 8	1 6	6 4	5 9	1 1	2 0 0	2 8	1 9	4 0 0	3 5 0	5	1 9
BA 225 M	2	84 0	95 5	61 0	5 5 0	4 4 5	3 5 6	3 1 1	1 4 9	5 5	5 5	1 1 0	1 1 0	1 6	1 6	5 9	5 9	1 0	2 2 5	3 0	1 9	5 0 0	4 5 0	5	1 9
	4, 6, 8	87 0	10 15	61 0	5 5 0	4 4 5	3 5 6	3 1 1	1 4 9	6 5	6 0	1 4 0	1 4 0	1 8	1 8	6 9	6 4	1 1	2 2 5	3 0	1 9	5 0 0	4 5 0	5	1 9
BA 250 S	2	99 0	11 35	71 0	5 5 0	5 5 2	4 0 6	3 1 1	1 6 8	6 5	6 5	1 4 0	1 4 0	1 8	1 8	6 9	6 9	1 1	2 5 0	3 0	2 4	5 0 0	4 5 0	5	1 9
	4, 6, 8	99 0	11 35	71 0	5 5 0	5 5 2	4 0 6	3 1 1	1 6 8	7 5	7 0	1 4 0	1 4 0	2 0	2 0	7 9, 5	7 4, 5	1 2	2 5 0	3 0	2 4	5 0 0	4 5 0	5	1 9
BA 250 M	2	99 0	11 35	71 0	5 5 0	5 5 2	4 0 6	3 4 9	1 6 8	6 5	6 5	1 4 0	1 4 0	1 8	1 8	6 9	6 9	1 1	2 5 0	3 0	2 4	5 0 0	4 5 0	5	1 9
	4, 6, 8	99 0	11 35	71 0	5 5 0	5 5 2	4 0 6	3 4 9	1 6 8	7 5	7 0	1 4 0	1 4 0	2 0	2 0	7 9, 5	7 4, 5	1 2	2 5 0	3 0	2 4	5 0 0	4 5 0	5	1 9
AB 250 S	2	10 00	---	50 2,5	6 6 0	5 0 5	4 0 6	3 1 1	1 6 8	6 5	-- -	1 4 0	-- -	1 8	-- -	6 9	-- -	1 1	2 5 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
	4, 6, 8	10 40	---	50 2,5	6 6 0	5 0 5	4 0 6	3 1 1	1 6 8	7 5	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 9, 5	-- -	1 2	2 5 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
AB 250	2	10 00	---	50 2,5	6 6 0	5 0 0	4 0 0	3 4	1 6	6 5	-- -	1 4	-- -	1 8	-- -	6 9	-- -	1 1	2 5	-- -	2 4	6 0	5 5	6	2 4

M	4, 6, 8	10 40	---	50 2,5	0 6 6 0	5 5 0 5	6 4 0 6	9 3 4 9	8 1 6 8	7 5	-- -	0 1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 9, 5	-- -	1 2	0 2 5 0	-- -	2 4	0 6 0 0	0 5 5 0	6	2 4
	2	11 40	12 85	78 0	6 6 0 0	6 2 5	4 5 7	3 6 8	1 9 0	7 0	6 5	1 4 0	1 4 0	2 0	1 8	7 4, 5	6 9	1 2	2 8 0	3 0	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
BA 280 S	4, 6, 8	11 70	13 15	78 0	6 6 0 0	6 2 5	4 5 7	3 6 8	1 9 0	8 0	6 5	1 7 0	1 4 0	2 2	1 8	8 5	6 9	1 4	2 8 0	3 0	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
	2	11 40	12 85	78 0	6 6 0 0	6 2 5	4 5 7	4 1 9	1 9 0	7 0	6 5	1 4 0	1 4 0	2 0	1 8	7 4, 5	6 9	1 2	2 8 0	3 0	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
BA 280 M	4, 6, 8	11 70	13 15	78 0	6 6 0 0	6 2 5	4 5 7	4 1 9	1 9 0	8 0	6 5	1 7 0	1 4 0	2 2	1 8	8 5	6 9	1 4	2 8 0	3 0	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
	2	10 40	---	79 0	6 6 0 0	5 8 5	4 5 7	3 6 8	1 9 0	7 0	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 4, 5	-- -	1 2	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
AB 280 S	4, 6, 8	10 70	---	79 0	6 6 0 0	5 8 5	4 5 7	3 6 8	1 9 0	8 0	-- -	1 7 0	-- -	2 2	-- -	8 5	-- -	1 4	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
	2	11 00	---	79 0	6 6 0 0	5 8 5	4 5 7	4 1 9	1 9 0	7 0	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 4, 5	-- -	1 2	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
AB 280 M	4, 6, 8	11 30	---	79 0	6 6 0 0	5 8 5	4 5 7	4 1 9	1 9 0	8 0	-- -	1 7 0	-- -	2 2	-- -	8 5	-- -	1 4	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
	2	12 80	---	79 0	6 6 0 0	5 8 5	4 5 7	4 5 7	1 9 0	7 5	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	8 0	-- -	1 2	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
AB 280 L	4, 6, 8	13 10	---	79 0	6 6 0 0	5 8 5	4 5 7	4 5 7	1 9 0	9 0	-- -	1 7 0	-- -	2 5	-- -	9 5	-- -	1 4	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
	2	12 30	---	64 0	6 6 0 0	7 0 0	4 5 7	3 6 8	1 9 0	7 5	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 9, 5	-- -	1 2	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
BAO 2 280 S	4	12 30	---	64 0	6 6 0 0	7 0 0	4 5 7	3 6 8	1 9 0	8 0	-- -	1 7 0	-- -	2 2	-- -	8 5	-- -	1 4	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
	2	12 30	---	64 0	6 6 0 0	7 0 0	4 5 7	4 1 9	1 9 0	7 5	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 9, 5	-- -	1 2	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
BAO 2 280 M	4, 6, 8	12 30	---	64 0	6 6 0 0	7 0 0	4 5 1	4 1 9	1 9 0	8 0	-- -	1 7 0	-- -	2 2	-- -	8 5	-- -	1 4	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
	2	12 30	---	64 0	6 6 0 0	7 0 0	4 5 7	4 1 9	1 9 0	7 5	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 9, 5	-- -	1 2	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4

					0	0	7	9	0			0						0			0	0			
BAO 2 280 L	2	12 30	---	64 0	6 6 0	7 0 0	4 5 7	4 5 7	1 9 0	7 5	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 9, 5	-- -	1 2	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
	4, 6, 8	12 30	---	64 0	6 6 0	7 0 0	4 5 7	4 5 7	1 9 0	8 0	-- -	1 7 0	-- -	2 2	-- -	8 5	-- -	1 4	2 8 0	-- -	2 4	6 0 0	5 5 0	6	2 4
BAO 2 315 M	2	12 75	---	71 5	8 0 0	7 8 0	5 0 8	4 5 7	2 1 6	7 5	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 9, 5	-- -	1 2	3 1 5	-- -	2 8	7 4 0	6 8 0	6	2 4
	4, 6, 8	13 05	---	71 5	8 0 0	7 8 0	5 0 8	4 5 7	2 1 6	9 0	-- -	1 7 0	-- -	2 5	-- -	9 5	-- -	1 4	3 1 5	-- -	2 8	7 4 0	6 8 0	6	2 4
BAO 2 315 L	2	13 45	---	71 5	8 0 0	7 8 0	5 0 8	5 0 8	2 1 6	7 5	-- -	1 4 0	-- -	2 0	-- -	7 9, 5	-- -	1 2	3 1 5	-- -	2 8	7 4 0	6 8 0	6	2 4
	4, 6, 8	13 75	---	71 5	8 0 0	7 8 0	5 0 8	5 0 8	2 1 6	9 0	-- -	1 7 0	-- -	2 5	-- -	9 5	-- -	1 4	3 1 5	-- -	2 8	7 4 0	6 8 0	6	2 4

Примечание: Габаритные размеры l30, l33, h31, d30 и установочно-присоединительные размеры l11, l21, b11, h10 у разных производителей могут различаться. Более точно вышеуказанные размеры у каждого производителя можно найти в соответствующем каталоге продукции.

Практическое занятие № 3. Выбор мощности электродвигателей при различных режимах работы электропривода

От правильного выбора электродвигателя по мощности зависит работа электропривода и его энергетические показатели в процессе эксплуатации. В тех случаях, когда нагрузка электродвигателя существенно меньше номинальной, он недоиспользуется по мощности, что приводит к излишним капитальным вложениям, заметному снижению коэффициента мощности и кпд. Если же нагрузка на валу электродвигателя превышает номинальную, возрастают токи в его обмотках, вследствие чего температура электродвигателя может превысить допустимую величину. Это, прежде всего, приводит к снижению электрической прочности электроизоляционных материалов, что связано с опасностью пробоя изоляции обмоток и выходом электродвигателя из строя. В этом случае одним из критериев выбора электродвигателя по мощности является температура его обмоток.

Задача выбора электродвигателя по мощности осложняется еще и тем обстоятельством, что нагрузка на его валу в процессе работы изменяется во времени, а соответственно изменяется температура обмоток. Если при этих условиях выбрать электродвигатель таким образом, чтобы его номинальная мощность была равна наибольшей мощности нагрузки, то в периоды ее снижения он будет недоиспользован по мощности, а значит, начнут проявляться все отрицательные явления, указанные выше.

Выбор электродвигателя с номинальной мощностью равной минимальной мощности нагрузки вообще недопустим по условиям перегрузочной способности и температурному режиму.

Поэтому обоснованное решение вопроса выбора электродвигателя может быть принято только на базе диаграмм зависимости изменения нагрузок во времени, что дает возможность оценить его температуру при известном характере процесса его нагрева. Это обеспечит надежную работу электропривода в течение всего срока его эксплуатации и является первым обязательным условием правильного выбора электродвигателя с учетом режима работы механизма.

Второе обязательное условие правильного выбора электродвигателя заключается в том, что его перегрузочная способность должна быть достаточной для устойчивой работы его в периоды максимальной нагрузки.

Третьим условием правильного выбора электродвигателя является обеспечение нормального процесса его пуска.

2. Номинальные режимы работы электродвигателей

Режимом работы называется установленный порядок чередования, продолжительности и величины нагрузки, холостого хода, торможения, пуска и реверса машины во время работы.

Номинальным режимом работы электродвигателя называется режим, для работы в котором электрическая машина предназначена заводом изготовителем. Это один из параметров его технической характеристики, приведенной в паспорте или каталоге. Именно для этого режима в каталогах и паспорте электродвигателя указываются номинальная полезная механическая мощность на валу, номинальное напряжение, номинальный ток, номинальная частота вращения, номинальный КПД, номинальный коэффициент мощности, номинальный режим работы.

Номинальные данные характеризуют работу электрической машины, установленной на высоте до 1000 м над уровнем моря, при температуре окружающей среды 40°C и охлаждающей воды 30°C¹.

В соответствии с ГОСТ 183-74 (СТ СЭВ 1346-78) установлено восемь номинальных режимов работы электрических машин, которые в соответствии с международной классификацией имеют условные обозначения S1 – S8.

Режимом продолжительной нагрузки S1 (продолжительным режимом) называется режим, при котором время работы электрической машины при практически неизменной нагрузке и температуре охлаждающей среды достаточно для нагрева всех ее частей до практически установившейся температуры, рис. 3.1а. Режим характеризуется неизменными тепловыми потерями в течение всего времени работы.

Режимом кратковременной нагрузки S2 (кратковременным режимом) называют режим, при котором периоды работы с неизменной нагрузкой чередуются с периодами отключения электрической машины (паузами), рис. 3.1б, причем за время работы температура его частей не успевает достигнуть установившегося значения, а за время пауз (отключения) она охлаждается до установившейся температуры, отличающейся от температуры окружающей среды не более чем на 1°C. Установленная ГОСТ длительность периодов работы в данном

режиме 10, 30, 60 и 90 мин. Она должна быть указана в условном обозначении режима работы, например S2-60 мин.

Режим повторно-кратковременной нагрузки (повторно-кратковременный) имеет три разновидности **S3**, **S4**, **S5**. Он отличается от кратковременного регламентированными продолжительностью включения под неизменную нагрузку и продолжительностью периодов отключения (пауз). Время работы электрической машины всегда меньше времени, необходимого для нагрева ее частей до установившейся температуры, а время пауз меньше необходимого для остывания машины до практически холодного состояния. Продолжительность цикла 10 мин.(600 с.), если нет других указаний.

Режим повторно-кратковременной нагрузки S3 – последовательность идентичных рабочих циклов, каждый из которых состоит из периодов работы при постоянной нагрузке и отключенного неподвижного состояния, рис. 3.1в. Так как продолжительность пускового периода намного меньше периода работы под нагрузкой предполагается отсутствие влияния на нагрев электрической машины пускового тока и увеличения мощности тепловых потерь за время пуска. Для режима **S3** характеризующим является только один параметр - продолжительность включения:

$ПВ = \frac{t_p}{t_p + t_o} \cdot 100\% = \frac{t_p}{t_c} \cdot 100\%$	(3.1)
--	-------

где t_p – период работы при номинальных условиях, с.;

t_o – период отключенного, неподвижного состояния, с.;

t_c – продолжительность цикла, с.

Для всех разновидностей **S3**, **S4**, **S5** повторно-кратковременного режима номинальная продолжительность включения принята 15, 25, 40, 60%.

В условном обозначении режима **S3** указывается продолжительность включения в %, например S3-40%.

Режим повторно-кратковременной нагрузки, включая пуск, S4 – последовательность идентичных рабочих циклов, каждый из которых состоит из периодов пуска, работы при постоянной нагрузке и отключенного неподвижного состояния (пауз) рис.3.1г. Время пуска соизмеримо со временем работы под нагрузкой, а поэтому пусковой ток и увеличение мощности тепловых потерь в пусковой период оказывают непосредственное влияние на нагрев электрической машины (электродвигателя).

Для режима **S4** характеризующими параметрами являются:

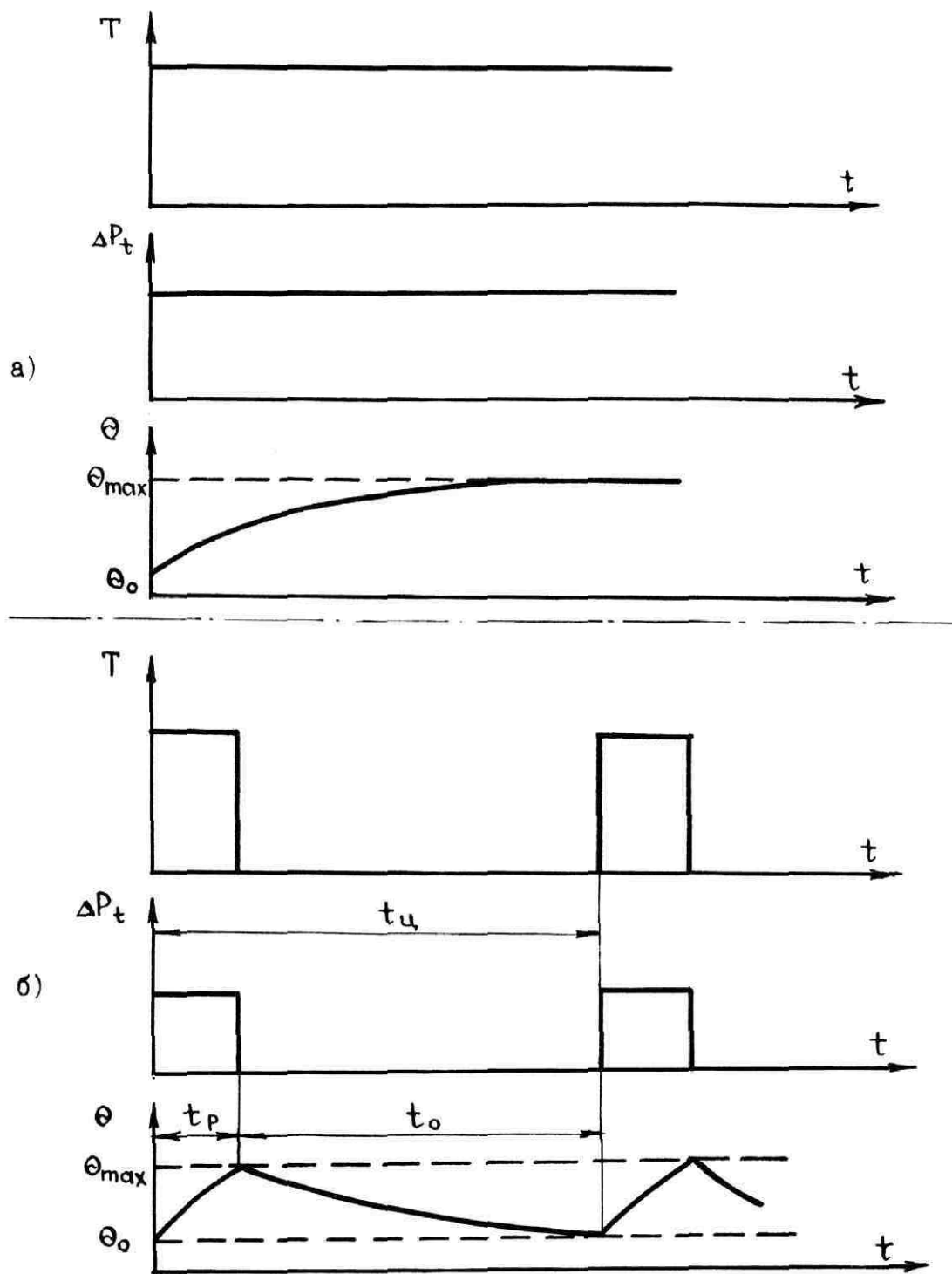
Продолжительность включения

$ПВ = \frac{t_n + t_p}{t_n + t_p + t_{oc}} \cdot 100\% = \frac{t_n + t_p}{t} \cdot 100\%,$	(3.2)
--	-------

число включений, циклов в час

$Z = \frac{3600}{t_y} \cdot n; \quad Z_y = \frac{3600}{t_y},$	(3.3)
---	-------

28



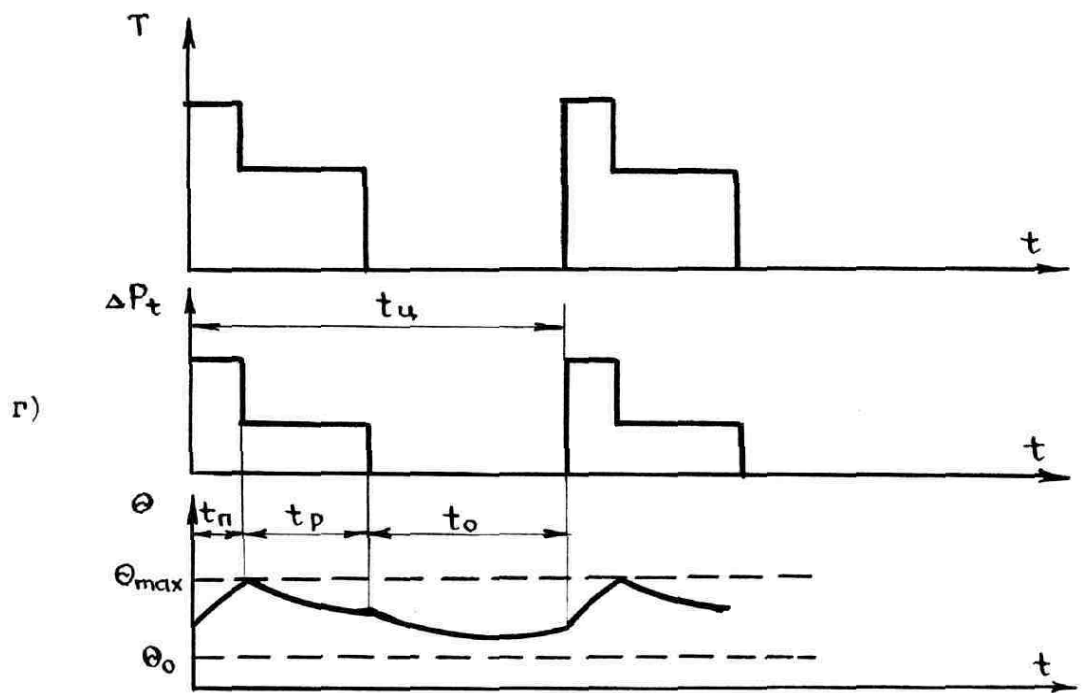
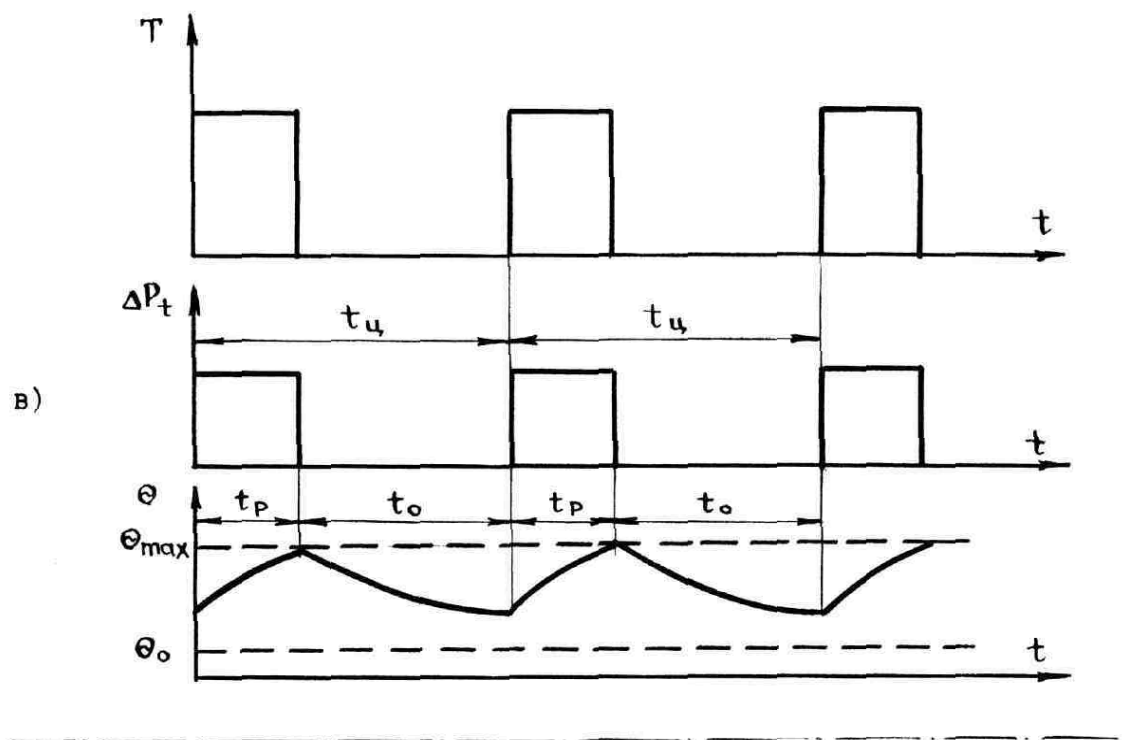
a – S1, *б* – S2, *b* – S3, *г* – S4, *д* – S5, *e* – S6, *ж* – S7, *з* – S8

$t_{\text{п}}$ - время пуска; $t_{\text{р}}$ - время работы при номинальных условиях;

$t_{\text{т}}$ - время торможения; $t_{\text{х}}$ - время холостого хода; t_0 - время паузы;

$t_{\text{ц}}$ - время цикла.

Рисунок 3.1 – Диаграмма полезного механического момента на валу двигателя T , мощности тепловых потерь ΔP_t , температуры электродвигателя θ при различных номинальных режимах работы



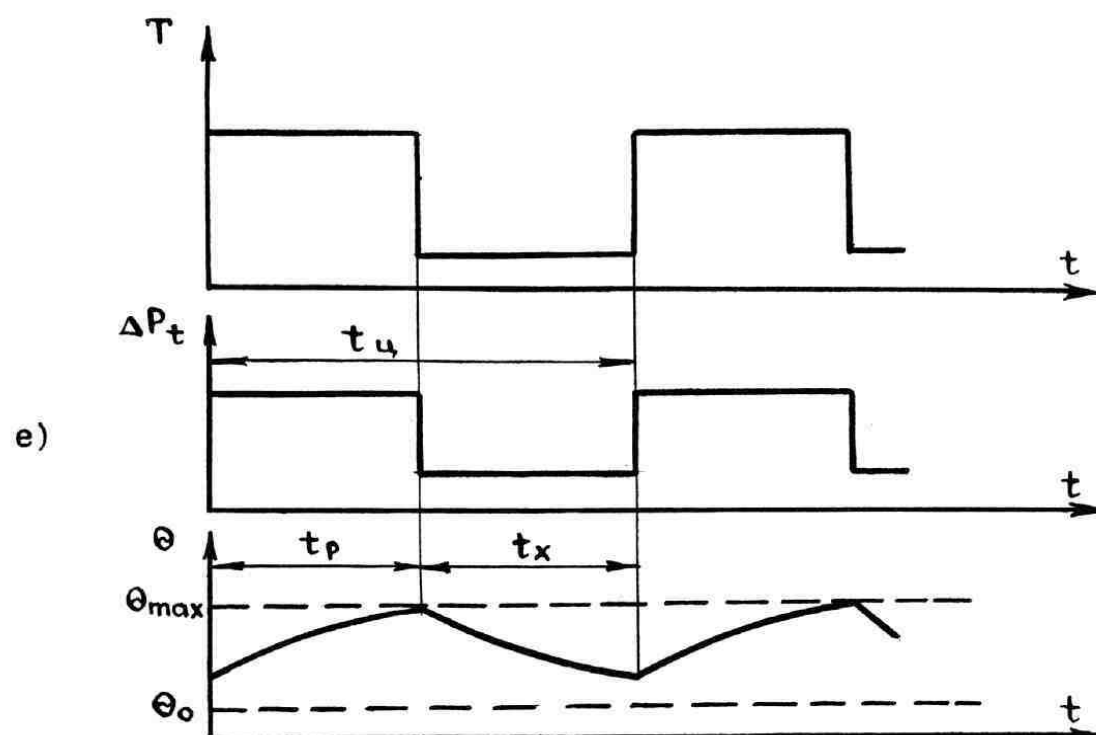
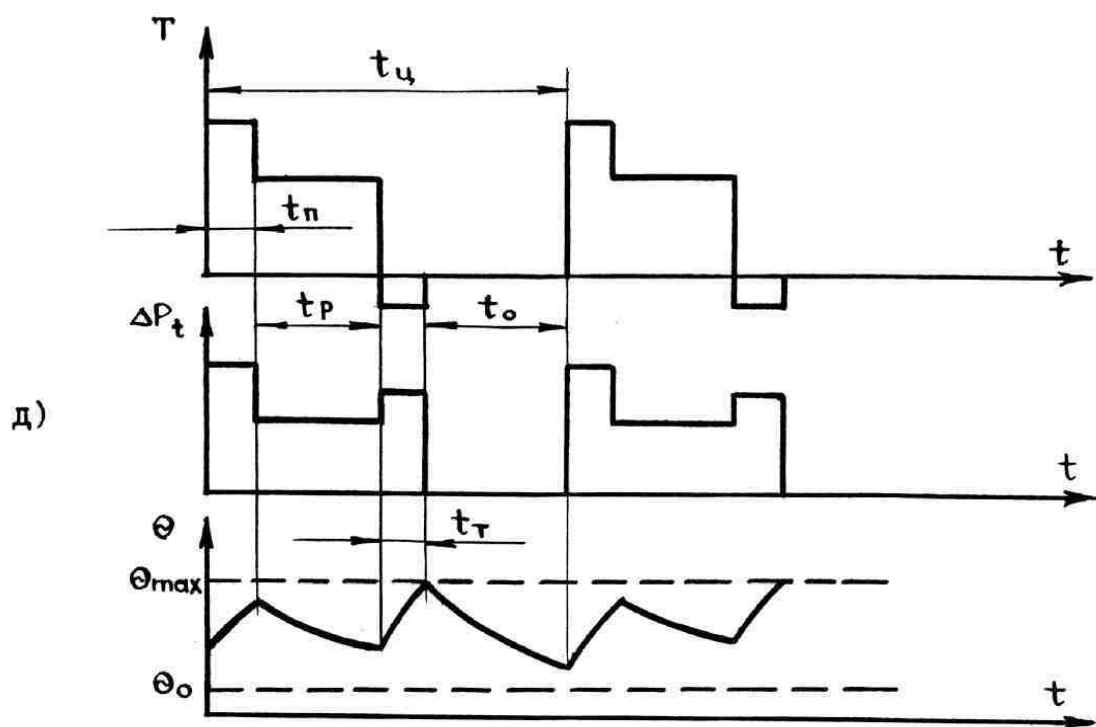
$a - S1, б - S2, b - S3, з - S4, д - S5, e - S6, ж - S7, з - S8$

t_n - время пуска; t_p - время работы при номинальных условиях;

t_T - время торможения; t_x - время холостого хода; t_0 - время паузы;

$t_{ц}$ - время цикла.

Рисунок 3.1 – Диаграмма полезного механического момента на валу двигателя T , мощности тепловых потерь ΔP_t , температуры электродвигателя θ при различных номинальных режимах работы



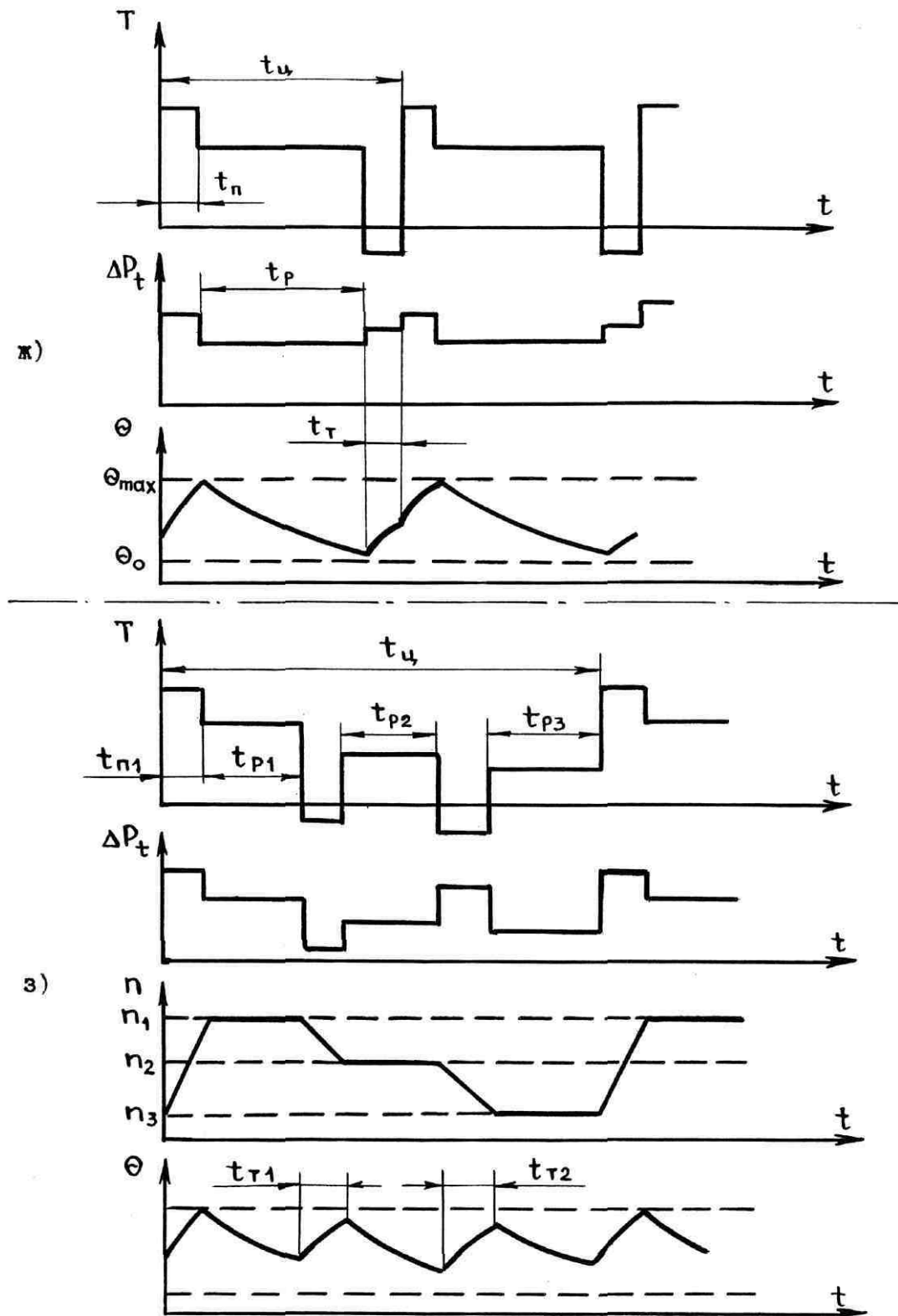
$a - S1, б - S2, b - S3, з - S4, д - S5, e - S6, ж - S7, з - S8$

t_n - время пуска; t_p - время работы при номинальных условиях;

t_T - время торможения; t_x - время холостого хода; t_0 - время паузы;

$t_{ц}$ - время цикла.

Рисунок 3.1 – Диаграмма полезного механического момента на валу двигателя T , мощности тепловых потерь ΔP_t , температуры электродвигателя Θ при различных номинальных режимах работы



$a - S1, б - S2, b - S3, з - S4, д - S5, e - S6, ж - S7, з - S8$

t_n - время пуска; t_p - время работы при номинальных условиях;

t_T - время торможения; t_x - время холостого хода; t_0 - время паузы;

$t_{ц}$ - время цикла.

Рисунок 3.1 – Диаграмма полезного механического момента на валу двигателя T , мощности тепловых потерь DP_t , температуры электродвигателя Q при различных номинальных режимах работы

коэффициент инерции:

$FI = \frac{I_{\text{дв}} + I_{\text{пр.мех}}}{I_{\text{дв}}} = \frac{I_{\Sigma}}{I_{\text{дв}}},$	(3.4)
--	-------

где t_n – время пуска, с.;

$I_{\text{дв}}$ – момент инерции якоря (ротора) двигателя, кг·м²;

$I_{\text{пр.мех}}$ – приведенный к валу электродвигателя момент инерции приводного механизма, кг·м²;

n - число включений за один цикл.

Номинальные значения:

Z – 30, 60, 120, 240;

FI – 1.2, 1.6, 2, 2.5, 4, 6.3, 10.

В условном обозначении режима указывается $ПВ, Z, FI$, например **S4-25%, 120 вкл/час, FI - 2.0**. Это означает, что электродвигатель при коэффициенте инерции $FI = 2.0$ рассчитан на работу при 120 включениях в час, длительность каждого цикла составляет $3600/120 = 30$ с, из которых сумма времени пуска t_n и времени работы t_p составляет 25% т.е. 7,5 с, а время пауз 22,5с.

Режим повторно-кратковременной нагрузки, включая пуск и электрическое торможение, S5 – последовательность идентичных рабочих циклов, каждый из которых состоит из периодов пуска, работы при постоянной нагрузке, быстрого электрического торможения и отключенного, неподвижного состояния, рис. 3.1д. Длительность этих периодов недостаточна для достижения теплового равновесия за время одного цикла.

Для режима S5 продолжительность включения:

$ПВ = \frac{t_n + t_p + t_m}{t_n + t_p + t_m + t_o} \cdot 100\% = \frac{t_n + t_p + t_m}{t_{\Sigma}} \cdot 100\%$	(3.5)
---	-------

где t_m – время электрического торможения, с.

Остальные параметры аналогичны режиму **S4**. Иногда для режима **S5** используют и такую характеристику как постоянная кинетической энергии – отношение кинетической энергии, запасенной ротором (якорем) электрической машины при номинальной частоте вращения (угловой скорости) к номинальной мощности электрической машины.

Условное обозначение режима аналогично **S4**, например **S5 - 40%, 60 вкл/час, FI - 1.2**.

Режимы **S6, S7, S8** являются разновидностями продолжительного режима и носят название перемежающихся режимов.

Режим продолжительной работы при переменной нагрузке (перемежающийся режим) **S6** – последовательность идентичных рабочих циклов, каждый из которых состоит из периодов работы при постоянной нагрузке и на холостом ходу, рис.3.1е. Влияние пусковых токов и мощности тепловых потерь на нагрев частей электродвигателя в пусковой период не учитывается.

Тепловое равновесие за время одного цикла не наступает. Продолжительность одного цикла, если нет других указаний, принимается 10 мин.(600с). Для режима **S6** характеризующим параметром является продолжительность нагрузки (работы):

$ПН = \frac{t_p}{t_{px} + t_{\Sigma}} \cdot 100\% = \frac{t_p}{t_{\Sigma}} \cdot 100\%,$	(3.6)
--	-------

где t_{Σ} – время (продолжительность) работы на холостом ходу, с.

Номинальные значения $ПН$ – 15, 25, 40, 60%.

В условном обозначении режима указывается $ПН$ в %, например **S6 - 15%**.

Режим продолжительной нагрузки, включая пуск и электрическое торможение (перемежающийся режим с частыми реверсами при электрическом торможении) **S7** – последовательность идентичных циклов, каждый из которых состоит из периодов пуска, работы при постоянной нагрузке и электрического торможения, рис. 3.1 ж. Из-за малой длительности неизменной нагрузки потери в пусковые периоды, во время реверсов, электрическом торможении оказывают существенное влияние на нагрев частей двигателя. Длительность рабочего периода недостаточна для достижения теплового равновесия за время одного цикла.

Для этого режима характеризующими параметрами являются: число включений в час, коэффициент инерции, например **S7 - 120 вкл/час, FI -2.5**.

Режим работы при периодическом изменении частоты вращения и нагрузки (перемежающийся режим с двумя и более частотами вращения) **S8** – последовательность

идентичных рабочих циклов, каждый из которых состоит из периодов ускорения, работы при постоянной нагрузке, соответствующей заданной частоте вращения, затем одного или нескольких периодов работы при других постоянных значениях нагрузки, соответствующим другим частотам вращения, рис. 3.13. Изменение мощности тепловых потерь электродвигателя при переходе на другую частоту вращения с другой нагрузкой и при электрическом торможении оказывает существенное влияние на нагрев частей электродвигателя.

Для режима **S8** характеризующими параметрами являются: число включений в час; коэффициент инерции; нагрузка, соответствующая каждой из частот вращения; частота вращения при соответствующей нагрузке, продолжительность нагрузки на каждой из частот вращения, рис. 3.13:

$ПН = \frac{t_{n1} + t_{p1}}{t_{n1} + t_{p1} + t_{m1} + t_{p2} + t_{m2} + t_{p3}} \cdot 100\% = \frac{t_{n1} + t_{p1}}{t} \cdot 100\%,$	(3.7)
$ПН = \frac{t_{m1} + t_{p2}}{t_y} \cdot 100\%,$	(3.8)
$ПН = \frac{t_{m1} + t_{p3}}{t_y} \cdot 100\%,$	(3.9)

Условное обозначение режима включает указанные выше характеристики, например **S8 - 60 вкл/час; FI - 2.0; 22 кВт; 740 об/мин; 40%; 55кВт; 1470 об/мин; 60%**.

Кроме основных номинальных режимов работы электрических машин (**S1 – S8**) в практике эксплуатации электродвигателей можно выделить: режим кратковременной нагрузки с продолжительностью цикла существенно меньшей 10 минут; режим чередующихся реверсов; режим стохастической нагрузки.

Режим кратковременной нагрузки с малой продолжительностью рабочего цикла является частным случаем режимов **S2, S3** и отличается от них тем, что время работы в этом режиме соизмеримо со временем пуска электродвигателя. В связи с этим потери в электродвигателе необходимо рассматривать как функции времени, а не как постоянные величины.

Режим чередующихся реверсов относится к режиму **S7**, но отличается от него симметричным графиком мощности при различных направлениях вращения. Кроме того, рабочий цикл по времени соизмерим со временем реверса, и поэтому при расчете потерь необходимо учитывать аperiodические составляющие тока и магнитного потока.

Режим стохастической (случайной) нагрузки характеризуется вероятностными характеристиками нагрузки на валу, а график случайной нагрузки не может быть выражен детерминированной функцией времени.

Еще раз обращаем внимание на то, что в каталогах, паспортах на электрические машины указываются номинальные режимы, и технические данные именно при этих номинальных режимах.

Так как рабочий режим реальных машин и механизмов, как правило, не совпадает с одним из рассмотренных номинальных, задача выбора электродвигателя по мощности для привода реальной машины, механизма заключается в том, чтобы правильно сопоставить ее рабочий режим с паспортным номинальным режимом электродвигателя, обеспечив максимальное использование выбранного электродвигателя по условиям нагрева.

Практическое занятие № 4. Изучение аппаратов управления

ЦЕЛЬ: Изучить схемы включения, маркировку и работу предохранителей, автоматических выключателей, тепловых реле.

ОБОРУДОВАНИЕ: 1. Предохранители ПН-2

Автоматические выключатели АП 50,

АЕ 2023-10-00УЗ

Тепловые реле РТТ-211 ПУХЛ4

Мегаомметр

Мультиметр

Порядок выполнения работы

1. Изучить содержание работы.
2. Изучить назначение, маркировку, условное графическое обозначение и принцип работы предохранителей, автоматических выключателей, тепловых реле.
3. При помощи мультиметра и мегаомметра определить исправность предохранителей, автоматических выключателей, тепловых реле. Начертить условное графическое обозначение заданных аппаратов, расшифровать маркировку.
4. Сделать вывод.

КРАТКИЕ ТЕОРИТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.

Автоматические выключатели

Автоматические воздушные выключатели (автоматы) — защитно-коммутационные аппараты, предназначенные для отключения электрических цепей напряжением до 1 кВ при аварийных (короткое замыкание) и ненормальных (перегрузки, исчезновение или снижение напряжения) режимах, а также для нечастых переключений при нормальных режимах работы (включения и отключения токов нагрузки). Автоматы должны длительно выдерживать ток нагрузки во включенном положении и обеспечивать автоматическое многократное отключение токов короткого замыкания. Гашение дуги в автоматах происходит в воздухе, поэтому они называются воздушными.

Основные элементы автомата — это контакты с дугогасительной системой, привод с механизмом свободного расцепления, расцепители. Расцепителями, под действием которых автоматически отключается выключатель, называют электромагнитные или термобиметаллические механизмы, контролирующие заданный параметр цепи и срабатывающие, когда он достигает определенного, заранее установленного значения.

Автомат обычно снабжают также вспомогательными контактами, все его элементы помещены в корпус из изоляционной пластмассы.

На рис. 5.1 показана схема воздушного автомата с основными элементами. При включении автомата вручную поворачивают рукоятку 5 по часовой стрелке. При этом усилие через рычаги 7 и 8 механизма свободного расцепления передается контактному рычагу 15, который, перемещаясь, взводит отключающую пружину 9 и замыкает контакты 13. Когда автомат включен, система ломающихся рычагов 7 и 8 находится в «мертвом» положении, так как центр Оз лежит ниже прямой, соединяющей другие концы рычагов 7 и 8, а опора не позволяет им перемещаться вниз. При этом совместно с рычагом ручного включения они прочно удерживают рычаг 15 в положении с замкнутыми контактами.

При автоматическом или дистанционном отключении выключателя под действием любого из расцепителей 1, 2, 3, 16 на шарнирную связь Оз (через тягу 4) «сломаются» рычаги 7 и 8 и благодаря усилию пружины 9 повернется рычаг 15, в результате чего контакты 13 разомкнутся. Отключение произойдет, несмотря на то, что рукоятка 5 будет находиться в положении «включено». Это обеспечивает, в частности, автоматическое отключение при включении выключателя на режим короткого замыкания.

В автоматах могут быть использованы несколько типов электромагнитных расцепителей, работа которых, как и любого электромагнитного механизма, основана на воздействии магнитного поля обтекаемой током обмотки на ферромагнитный якорь (сердечник). Широко применяются максимальные токовые расцепители 1 (рис.5.1), которые обеспечивают быстрое (примерно за 0,02 с) отключение автомата при увеличении тока вследствие короткого замыкания в защищаемой цепи. Максимальный расцепитель может быть снабжен механизмом выдержки времени для избирательной защиты. Некоторые автоматы содержат также независимый расцепитель или расцепитель минимального напряжения. Независимый электромагнитный расцепитель 3 предназначен для дистанционного отключения автомата, его обмотка обычно рассчитана на номинальное напряжение 220 В переменного тока. Расцепитель минимального напряжения 2 (минимальный или нулевой расцепитель) предназначен для отключения автомата при исчезновении напряжения или снижения его ниже установленного предела (напряжения срабатывания). Минимальный расцепитель можно использовать также в качестве независимого для дистанционного отключения автомата.

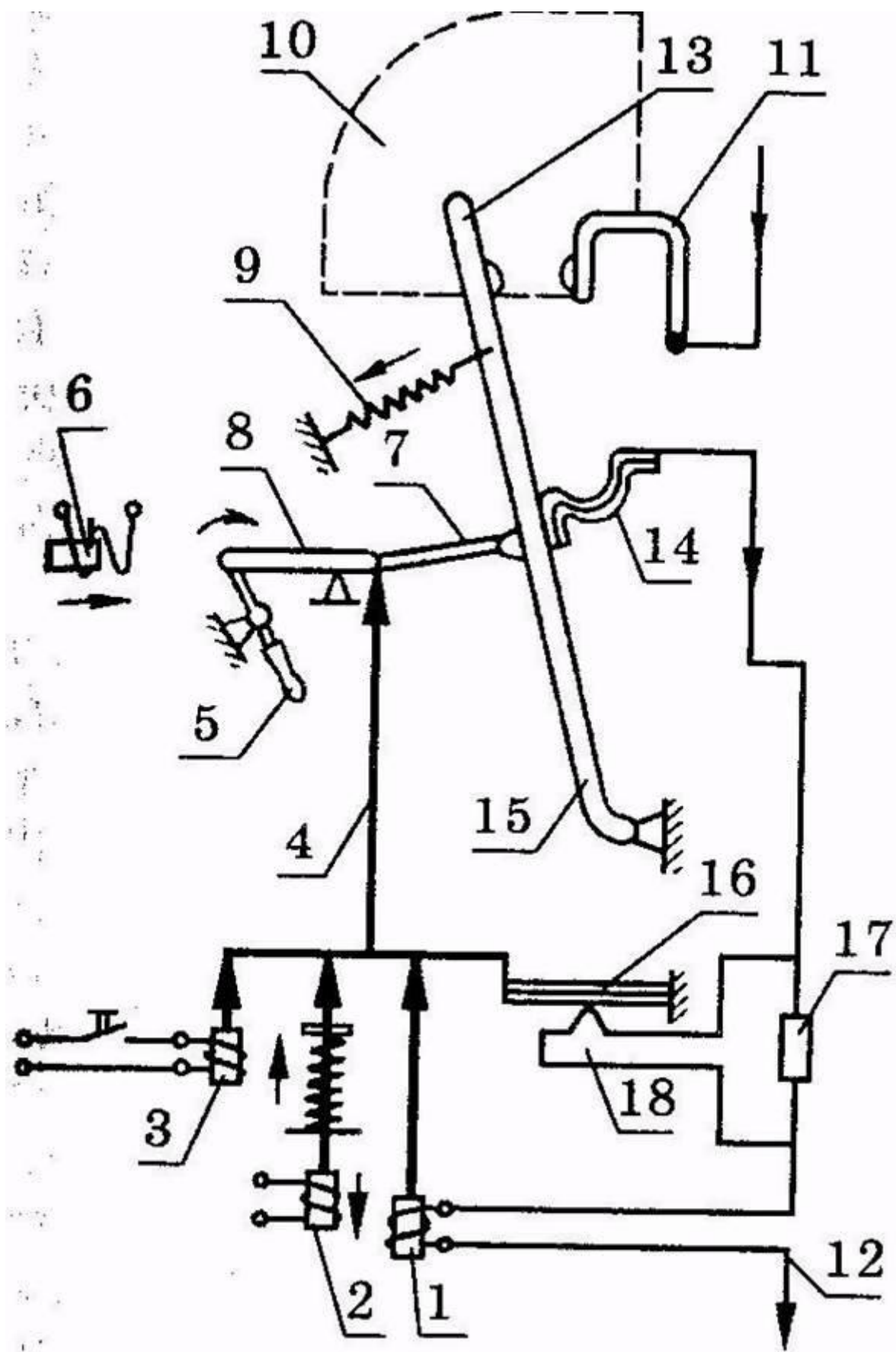


Рис.5.1. Схема и основные элементы автомата: 1 — максимальный расцепитель; 2 — минимальный расцепитель; 3 — независимый расцепитель; 4 — механическая связь с расцепителем; 5 — рукоятка ручного включения; 6 — электромагнитный

привод; 7, 8 — рычаги механизма свободного расцепления; 9 — отключающая пружина; 10 — дугогасительная камера;

11 — шинки, контакт; 12 — защищаемая цепь; 13 — контакт; 14 — гибкая связь; 15 — контактный рычаг; 16 — тепловой расцепитель; 17 — добавочное сопротивление; 18 — нагреватель

Широко применяются тепловые (биметаллические) расцепители, предназначенные для отключения автоматов при перегрузках. Основным элементом теплового расцепителя — биметаллическая пластина 16, состоящая из двух металлических пластин с разными коэффициентами линейного расширения, жестко скрепленных между собой сваркой или горячим прокатом. При нагревании биметаллическая пластина 16, один конец которой закреплен, изгибается и воздействует другим концом через тягу 4 на механизм свободного расцепления. Нагревает пластину 16 нагреватель 18, присоединенный к сети через шунт 17, или теплота, выделяемая током нагрузки, протекающим по пластине.

Для улучшения условий и ускорения гашения дуги используют дугогасительные камеры. Камеры со стальными пластинами, расположенными перпендикулярно дуге, обеспечивают деление длинной дуги на короткие. Втягивание дуги в стальную решетку происходит под действием магнитного поля, возбуждаемого током самой дуги. При больших отключаемых токах применяют продольно-щелевые и лабиринто-щелевые камеры, где использовано гашение дуги в узкой щели. Для лучшего втягивания дуги в камеру автоматы снабжают специальными электромагнитами, осуществляющими магнитное дутье.

Применение трехфазных автоматов вместо плавких предохранителей позволяет исключить возможность неполнофазных режимов работы, так как при любых видах коротких замыканий отключаются все три фазы. При этом не требуется замена каких-либо элементов (как, например, плавкой вставки у предохранителя) после отключения тока короткого замыкания и обеспечивается более надежная и четкая защита, особенно от токов перегрузки.

Наибольшее распространение в сельских сетях напряжением 380/220 В нашли автоматы серий А3000 (А3700), АЕ20, АП50Б и ВА.

Предохранители с плавкой вставкой — простейшие защитно-коммутационные аппараты, предназначенные для автоматического однократного отключения электрических цепей при коротких замыканиях (к.з.) или длительных перегрузках. Работа предохранителя основана на тепловом действии тока. Он включается последовательно с защищаемой цепью и состоит из следующих основных элементов: корпуса, металлической плавкой вставки, контактного и дугогасительного устройств (дугогасительной среды). Отключение цепи предохранителем происходит вследствие расплавления плавкой вставки, которая представляет собой искусственно ослабленный участок цепи. Она нагревается протекающим через нее током защищаемой цепи и расплавляется, когда сила тока превышает определенное значение. После отключения цепи плавкую вставку заменяют вручную.

Для предохранителей характерны простота устройства и низкая стоимость, быстрое отключение цепи при к.з., а для некоторых типов также способность ограничивать ток к.з. Благодаря этим свойствам плавкие предохранители получили широкое применение, особенно в установках на напряжение ниже 1 кВ. Однако они имеют и существенные недостатки, ограничивающие их применение: большой разброс характеристик, что затрудняет согласование последовательно включенных аппаратов, возможность возникновения неполнофазных режимов вследствие перегорания плавкой вставки в одной фазе при одно- или двухфазных к.з., нечеткая работа при перегрузках,

возможность обеспечить избирательность действия только в радиальных сетях с односторонним питанием.

Предохранители характеризуются номинальным напряжением, номинальными токами плавкой вставки, предохранителя (контактной системы, патрона) и отключения. **Номинальный ток плавкой вставки** — ток, на который рассчитана вставка при длительной работе. В один и тот же корпус (патрон) предохранителя могут быть установлены плавкие вставки на различные номинальные токи. Поэтому **номинальный ток предохранителя** равен наибольшему из номинальных токов плавких вставок, предназначенных для данной конструкции предохранителя. **Номинальный (предельный) ток отключения** — наибольшее допустимое действующее значение периодической составляющей тока к.з., отключаемого предохранителем при определенных условиях.

Основной элемент предохранителя — плавкая вставка, ее изготавливают в большинстве случаев из меди, цинка, свинца и его сплавов, серебра.

Для снижения температуры плавления вставок из меди и серебра используют так называемый металлургический эффект, основанный на растворении тугоплавких металлов в жидких, менее тугоплавких. Для этого на медную или серебряную проволоку (вставку) напаивают шарик из легкоплавкого металла, например олова. При нагреве проволоки до температуры плавления шарика он, расплавляясь, как бы растворяет тугоплавкий металл вставки, и в этом месте начинается интенсивный процесс ее разрушения. В результате вставка в этом месте перегорает при температуре, близкой к температуре плавления шарика, а появившуюся электрическую дугу стараются максимально быстро погасить.

По условиям гашения дуги предохранители разделяют на две группы — не обеспечивающие и обеспечивающие эффект токоограничения. Первые из них не влияют на значение тока к.з., а только отключают его через определенное время (через соответствующее число периодов переменного тока при прохождении им нулевого значения). В токоограничивающих предохранителях расплавление вставки и гашение дуги происходят раньше, чем ток к.з. достигает своего максимального (ударного) значения. Быстрое гашение дуги в токоограничивающих предохранителях обычно обеспечивается благодаря высокому давлению газов, выделяющихся из твердого дугогасящего материала (например, фибры) под воздействием высокой температуры дуги или интенсивного отвода теплоты от дуги мелкозернистым наполнителем (например, кварцевым песком).

В электрических сетях напряжением 0,38 кВ наибольшее распространение получили предохранители типов ПР-2, ПН-2 и ПТН-2. Предохранители типа ПР-2 (разборные, с закрытыми патронами без наполнителя) изготавливаются на напряжение 220 и 500 В и токи патронов 15...1000 А. Патрон предохранителя (рис.5.2) состоит из фибровой цилиндрической трубки с напрессованными на концах латунными обоймами 4 с резьбой. Латунные колпачки 5, навинчиваемые на эти обоймы, зажимают контактные ножи 1, к которым болтами присоединяют плавкую вставку 3. У предохранителей на токи до 60 А колпачки одновременно делают контактами. Патрон вставляют в неподвижные контактные стойки, укрепленные на изоляционной плите.

Плавкие вставки изготавливают из цинка в виде пластин с вырезами. Наличие суженных мест облегчает гашение электрической дуги, так как на этих участках выделяется больше теплоты, чем на широких. При возникновении тока к.з. узкие участки нагреваются настолько быстро, что отвода теплоты к широким участкам почти не происходит и вставка перегорает одновременно во всех или в нескольких суженных местах. При перегорании вставки и возникновении дуги фибровая трубка выделяет газы

(водород и углекислый газ). Давление в закрытой с обеих сторон трубке резко возрастает. Под воздействием высокого давления, способствующего охлаждению и деионизации дуги, она быстро гаснет. При энергичной деионизации дугового промежутка сопротивление его быстро возрастает, ток к.з. в цепи уменьшается и прерывается прежде, чем достигает максимального значения. Таким образом, эти предохранители являются токоограничивающими.

При перегрузках нагрев узких участков происходит медленнее, чем при к.з., и часть теплоты отводится к широким участкам. В этом случае вставка плавится в месте перехода от узкой части к широкой, т.е. в наиболее нагретом месте вставки.

Когда при к.з. суженные участки вставки перегорают, широкие ее участки падают в нижнюю часть патрона, не плавясь и не засоряя трубку парами металла. В результате значительного уменьшения количества паров металла улучшаются условия гашения дуги.

Рис.5.2. Разрез патрона предохранителя

типа ПР:

- 1 — контактный нож;**
- 2 — фибровый патрон;**
- 3 — плавкая вставка;**
- 4 — обойма;**
- 5 — колпачок**

Преимущество предохранителей ПР-2 по сравнению с насыпными — простота замены перегоревшей плавкой вставки, а недостаток — несколько большие размеры.

Предохранители типа ПН-2 (с наполнителем) в отличие от ПР-2 имеют наполнитель — мелкий кварцевый песок, который обеспечивает интенсивный теплоотвод от электрической дуги и быстрое ее гашение. Их изготавливают на напряжение до 500 В и номинальные токи 100...600 А. Патрон предохранителя ПН-2 (рис.5.3) состоит из фарфоровой трубки 2, квадратной снаружи и круглой внутри, которая имеет четыре резьбовых отверстия для винтов, крепящих крышки 1 с уплотняющими прокладками. Асбестовые прокладки обеспечивают герметизацию патрона. Плавкие вставки на концах приварены к дискам 3, которые крепятся винтами к крышкам 1. С другой стороны дисков 3 приварены контактные ножи 4, которые вставляются в контактные стойки (губки). Стойки подпружинены кольцевой пружиной, к ним подсоединяется защищаемая цепь. Патрон предохранителя может быть снят под напряжением при помощи специальной рукоятки из изоляционного материала.

Плавкую вставку изготавливают из одной или нескольких (в зависимости от номинального тока) медных ленточек толщиной 0,15...0,33 мм. Вставка имеет прорезы, уменьшающие ее сечение. На полоски меди напаяны шарики из олова, которые обеспечивают металлургический эффект. В соответствии с числом медных ленточек вставки дуга возникает в нескольких параллельных каналах, что обеспечивает уменьшение количества паров металла и наилучшие условия гашения дуги в узкой щели между

песчинками. В результате предохранитель ПН-2, так же как и ПР-2, обеспечивает токоограничивающий эффект.

Принцип действия предохранителя НППН-2 (неразборный с наполнителем) такой же, как и предохранителя ПН-2. Патрон, состоящий из стеклянной трубки, заполненный кварцевым песком, неразборный и без контактных ножей. Он армирован по концам медными колпачками, наружная цилиндрическая поверхность которых служит для создания электрического контакта с контактными стойками. Плавкая вставка, впаянная в эти колпачки внутри патрона, состоит из нескольких медных проволочек с оловянным шариком посередине.

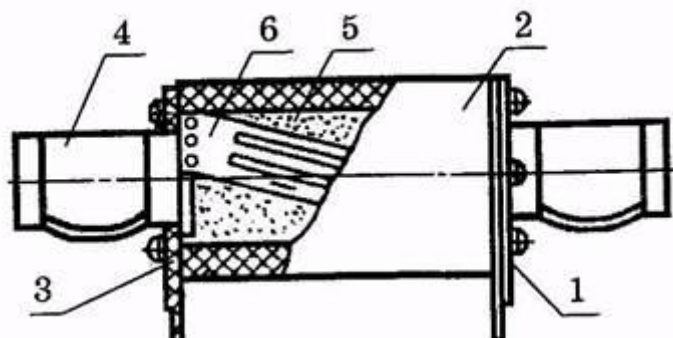


Рис.5.3. Предохранитель типа ПН-2:

- 1 — крышка;**
- 2 — фарфоровый корпус;**
- 3 — диски;**
- 4 — контактный нож;**
- 5 — наполнитель (кварцевый песок);**
- 6 — плавкая вставка**

На напряжение выше 1 кВ применяются предохранители типа ПКТ и ПВТ. Предохранители типа ПКТ (с кварцевым наполнителем) изготовляют на напряжение 6...35 кВ и номинальные токи 40...400 А. Наиболее широкое распространение получили предохранители ПКТ-10 на 10 кВ, устанавливаемые на стороне высокого напряжения сельских трансформаторных подстанций 10/0,38 кВ. Патрон предохранителя (рис.5.4) состоит из фарфоровой трубки 3, заполненной кварцевым песком, которая армирована латунными колпачками 2 с крышками 1. Плавкие вставки изготавливают из посеребренной медной проволоки. При номинальном токе до 7,5 А используют несколько параллельных вставок 5, намотанных на ребристый керамический сердечник 4. При больших токах устанавливают несколько спиральных вставок. Такая конструкция обеспечивает хорошие условия гашения дуги, так как вставки имеют значительную длину и малое сечение. Для уменьшения температуры плавления вставки использован металлургический эффект. Для снижения перенапряжений, которые могут возникать при быстром гашении дуги в узких каналах (щелях) между зернами кварца, применяются плавкие вставки разного сечения по длине. Это обеспечивает искусственное затягивание процесса гашения дуги. Патрон предохранителя герметизирован — после заполнения трубки кварцевым песком крышки 1, закрывающие отверстия, тщательно запаивают. Поэтому предохранитель ПКТ работает бесшумно. Срабатывание предохранителя определяется по указателю 6, который нормально удерживается специальной стальной вставкой во втянутом внутрь положении. При этом в сжатом состоянии удерживается также пружина 7. Когда предохранитель срабатывает, вслед за рабочими перегорает

стальная вставка, так как по ней начинает проходить весь ток. В результате указатель 6 выбрасывается из трубки освободившейся пружиной 7.

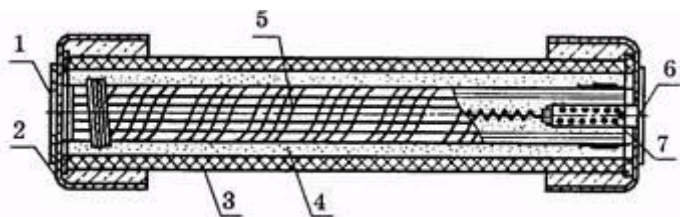


Рис.5.4.

Патроны

предохранителей типа ПКТ:

- 1 — крышка;
- 2 — латунный колпачок;
- 3 — фарфоровая трубка;
- 4 — кварцевый песок;
- 5 — плавкие вставки;
- 6 — указатель срабатывания;

Пружина

Предохранители типа ПВТ (выхлопные, прежнее название — стреляющие типа ПСН) изготовляют на напряжения 10...110 кВ. Они предназначены для установки в открытых распределительных устройствах. Основным элементом патрона предохранителя — газогенерирующая трубка 5 из винипласта (рис.5.5). Внутри трубки расположен гибкий проводник 6, соединенный одним концом с плавкой вставкой 4, помещенной в металлической головке патрона, а вторым — с контактным наконечником 7. Патрон предохранителя размещается на двух опорных изоляторах 3, укрепленных на цоколе (раме). Головка патрона зажата специальным держателем на верхнем изоляторе. На нижнем изоляторе укреплен контактный нож 1 со спиральной пружиной, которая стремится повернуть нож вокруг оси 2 в положение 1'. Нож 1 сцеплен с контактным наконечником 7 патрона. Используются цинковые плавкие вставки, а также сдвоенные вставки из меди и стали (стальная вставка, расположенная параллельно медной, воспринимает усилие пружины, стремящейся вытащить из патрона гибкий проводник; при к.з. сначала расплавляется медная, затем стальная вставка). После перегорания плавкой вставки контактный нож освобождается и, поворачиваясь (откидываясь) под действием пружины, тянет за собой гибкий проводник, который затем выбрасывается из патрона. Под действием дуги, образовавшейся после расплавления вставки, стенки винипластовой трубки интенсивно выделяют газ. Давление в патроне повышается, поток газа создает сильное продольное дутье, гасящее дугу. Процесс выброса раскаленных газов через нижнее отверстие патрона сопровождается звуком, похожим на выстрел. В связи с увеличением длины дуги по мере выброса гибкой связи в процессе отключения перенапряжений не возникает, но эти предохранители не обладают и токоограничивающим эффектом. Как видно из рис.5.5, плавкая вставка размещена не в трубке, а в металлическом колпаке, закрывающем один ее конец. Это исключает газообразование в нормальном режиме, когда плавкая вставка также может нагреваться до высокой температуры.

Пусковой ток короткозамкнутых асинхронных двигателей, применяющихся для привода сельскохозяйственных потребителей, в 5...7 раз превышает номинальный. Продолжительность пуска таких двигателей достигает 5...10 с и более. Если выбрать

плавкую вставку по номинальному току двигателя, то при пуске она мгновенно перегорит. Поэтому приходится повышать номинальный ток плавкой вставки, что приводит к увеличению сечения проводов.

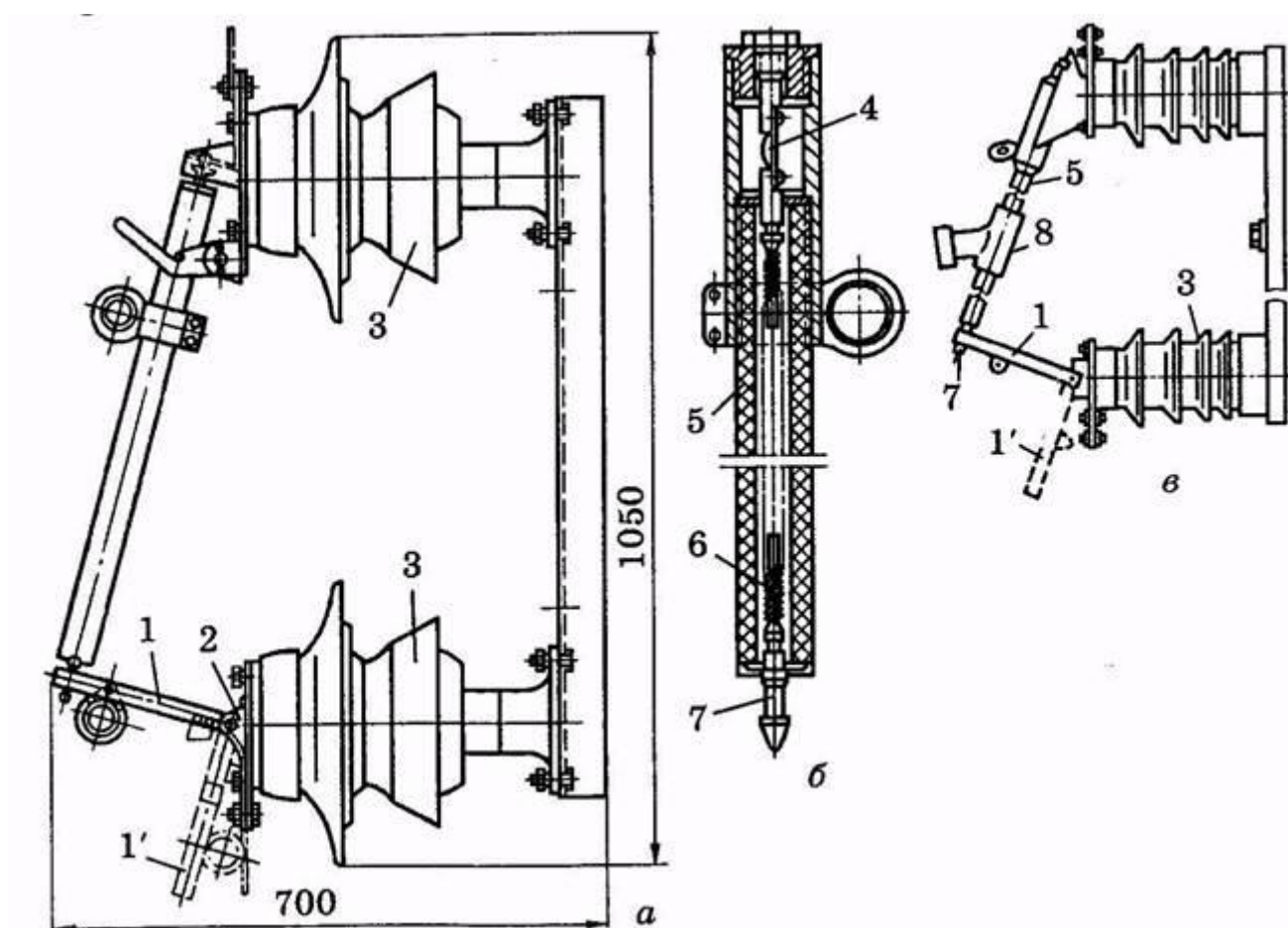


Рис.5.5. Предохранители типа ПВТ: а, б — общий вид и патрон предохранителя ПВТ-35;

в — предохранитель ПВТ-35 МУ1;

1 и 1' — контактный нож; 2 — ось; 3 — опорный изолятор; 4 — плавкая вставка;

5 — трубка из газогенерирующего диэлектрика; 6 — гибкая связь; 7 — наконечник;

Патрубок

Тепловые реле

Для защиты электродвигателей от перегрузок в магнитные пускатели соответствующих типов встраивают тепловые реле серий ТРН, ТРП, РТТ и РТЛ. Двухполюсные тепловые реле ТРН встраивают в магнитные пускатели ПМЕ, П6 и ПАЕ третьего габарита, имеют температурную компенсацию и поэтому мало чувствительны к колебаниям температуры окружающего воздуха. Реле ТРП однополюсные, ими комплектуются пускатели ПАЕ четвертого и выше габаритов. Реле не имеет температурной компенсации, но влияние изменений температуры воздуха сказывается на них в небольшой степени. Трехполюсные реле РТТ и РТЛ встраивают соответственно в магнитные пускатели ПМА

и ПМЛ. Оба типа тепловых реле имеют температурную компенсацию, поэтому мало чувствительны к изменениям температуры окружающей среды.

Тепловые реле серии ТРН двухполюсные с температурной компенсацией — для защиты асинхронных электродвигателей от недопустимых перегрузок. Выпускаются только в открытом исполнении. Все типы реле имеют одинаковую конструкцию и различаются нагревателями, размерами корпусов и силовых зажимов. Симметричная компоновка реле позволяет расположить в средней ячейке между двумя полюсами с тепловыми элементами (находятся в крайних ячейках пластмассового корпуса) эксцентриковый регулятор тока срабатывания устройства (тока уставки), защелочный механизм срабатывания, температурный компенсатор, контактную группу с одним размыкающим контактом мостикового типа (сдвойным разрывом цепи) и кнопку ручного возврата. Тепловые элементы реле ТРН-8А (ТРН-10А) состоят из термобиметаллической пластины с закрепленным на ней несменным нагревателем, а тепловые элементы реле остальных типов — из термобиметаллической пластины с расположенным под ней сменным нагревателем, прикрепленным двумя винтами к силовым зажимам реле. Нагреватели закрывают легко снимаемой крышкой, которая удерживается пружиной.

Регулирование тока уставки производится поворотом эксцентрика (плавно) или сменой нагревателей (ступенчато), т.е. изменением номинального тока теплового элемента (рис.5.6).

Для всех типов тепловых реле предусматривается комплект сменных нагревателей с определенными номинальными токами. Нагреватели отличаются фиксатором (наличием и местоположением), установочными размерами и формой мест крепления, чем обеспечивается свободная (без подгонки) установка нагревателей только в реле того типа, для которого они предназначены.

Каждый нагреватель имеет маркировку (обозначает величину номинального тока теплового элемента), а у реле с несменными нагревателями номинальный ток тепловых элементов обозначается либо на корпусе реле, либо на наконечниках.

Пределы регулирования номинального тока уставки (при крайних положениях регуляторов) составляют для реле ТРН-8А и ТРН-10А $(0,8...1,25) I_n$, а для реле остальных типов — $(0,75... 1,3) I_n$.

Тип реле и номинальный ток теплового элемента выбирают из условий, чтобы максимальный ток продолжительного режима реле (с данным тепловым элементом) был не менее номинального тока защищаемого электродвигателя, ток уставки реле был равен номинальному току электродвигателя (или несколько больше этого тока — в пределах 5%), а запас на регулировку тока уставки как в сторону его увеличения, так и в сторону уменьшения был небольшим. Ток уставки определяется из того, что каждое из 10 делений уставки (по 5 делений влево и вправо от нулевой риски) соответствует в среднем 5% номинального тока теплового элемента.

Реле токовые тепловые серии РТТ — для защиты от недопустимых перегрузок асинхронных электродвигателей. Встраиваются в магнитные пускатели ПМА соответствующих габаритов. Конструктивно представляют собой пластмассовый корпус с четырьмя ячейками, в трех из которых размещаются термоэлементы с нагревателями и выводами, а в четвертой — исполнительный механизм реле, связанный с термоэлементом подвижными планками.

Реле имеют ускоренное срабатывание при обрыве одной из фаз, температурную компенсацию, регулировку тока несрабатывания, свободное расцепление контактов при нажатии кнопки, переключающий контакт для размыкания цепи катушки контактора и включения цепи сигнализации, ручной возврат.

Реле электротепловые серии РТЛ — для защиты асинхронных электродвигателей от несимметричных режимов работы и симметричных перегрузок недопустимой продолжительности, имеют марки РТЛ-1000, РТЛ-2000 и РТЛ-3000 и встраиваются в магнитные пускатели ПМЛ соответствующих габаритов. Реле состоят из корпуса с крышкой, трех термоэлементов, дифференциального механизма, температурного компенсатора — регулятора уставок, механизма реле, непосредственно управляющего положением размыкающего и замыкающего контактов вспомогательной цепи, кнопки «стоп — возврат».

Реле имеют температурную компенсацию и ручной возврат, время которого составляет не менее 90 с.

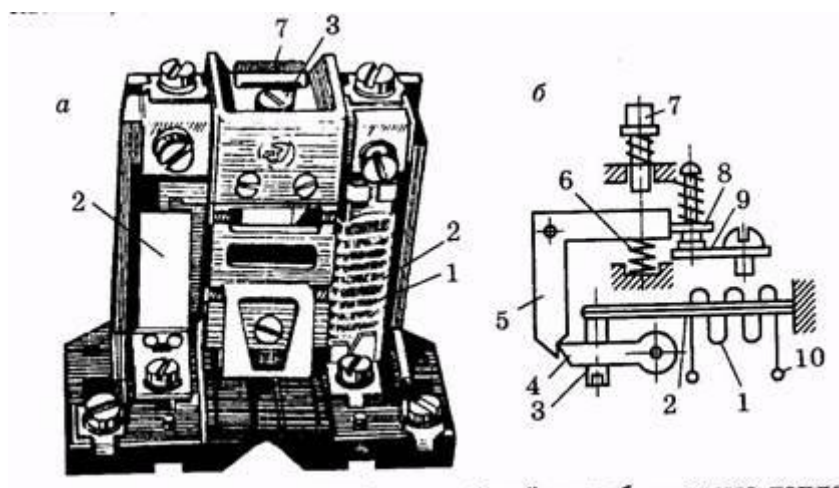


Рис.5.6. Тепловое реле ТРН:

а — общий вид;

б — схема теплового реле;

1 — нагреватель;

2 — биметаллическая пластинка;

3 — регулировочный винт;

4 — защелка;

5 — рычаг;

6 — пружина;

7 — кнопка возврата;

8 — подвижный контакт;

9 — неподвижный контакт;

10 — вывод нагревателя

Таблица 1 – Варианты АВТОМАТИЧЕСКИХ ВЫКЛЮЧАТЕЛЕЙ.

№ Вар.	Марки автоматических выключателей.	№ Вар.	Марки автоматических выключателей.
	АЕ 1131-1УХЛЗ		АЕ 1011-2ТЗ

	АЕ 2023-21Б-00У3А		АЕ 2021-13О-00Т3-Б
	АЕ 1123-1УХЛ3		АЕ 2041-13Н-20У1-А
	АЕ 2023-10Н-54У1-А		АЕ 2027-11Р-54У3-Б
	АЕ 2027-13Н-00У3-Б		АЕ 1631-2ХЛ2
	АЕ 2024-43О-20Т3-А		АЕ 2022-12Б-20У3-А
	АЕ 2025-10Б-54Т1-Б		АЕ 2027-12Б-54Т3-Б
	АЕ 1132-2УХЛ4		АЕ 2043-12О-54Т3-А
	АЕ 2021-12Р-20Т3-А		АЕ 2027-13Р-00УХЛ2-Б
	АЕ 2027-22Р-00УХЛ2		АЕ 2025-13Н-54У3-Б
	АЕ 2027-10Б-20У1-Б		АЕ 1131-2УХЛ4
	АЕ 1131-2ХЛ2		АЕ 2048-10Н-00Т3-А
	АЕ 2026-12Н-54Т3-А		АЕ 2047-11О-20Т1-Б
	АЕ 2045-13Н-20У3-Б		АЕ 2048-11Б-00УХЛ4
	АЕ 2025-33Р-20УХЛ2-А		АЕ 1141-2Т2

Таблица 2 – Варианты ПРЕДОХРАНИТЕЛЕЙ.

№ Вар.	Марки предохранителей.	№ Вар.	Марки предохранителей.
	ПРС-6,3 УЗП; ПВД I 2А		ПРС-100 х3Т33; ПВД IV 100А
	ПРС-25 Т33; ПВД II 20А		ПРС-6,3 х2 УЗП; ПВД I 6,3А
	ПРС-63 ХЛ33; ПВД III 40А		ПРС-25 х2 Т33; ПВД II 20А
	ПРС-100 ХЛ33; ПВД IV 63А		ПРС-63 х2 ХЛ33; ПВД III 63А
	ПРС-6,3 УЗ3; ПВД I 4А		ПРС-100 х2Т33; ПВД IV 100А

	ПРС-25 ТЗП; ПВД II 4А		ПРС-6,3 x3 УЗП; ПВД I 10А
	ПРС-63 ХЛЗП; ПВД III 20А		ПРС-25 x3 ХЛЗЗ; ПВД II 20А
	ПРС-100 ХЛЗП; ПВД IV 40А		ПРС-63 x3 ТЗЗ; ПВД III 63А
	ПРС-6,3x2УЗП; ПВД I 6,3А		ПРС-100 x3УЗЗ; ПВД IV 40А
	ПРС-25x2ТЗЗ; ПВД II 20А		ПРС-6,3 ХЛЗП; ПВД I 10А
	ПРС-63x2 УЗЗ; ПВД III 25А		ПРС-25 ХЛЗЗ; ПВД II 25А
	ПРС-100x2УЗЗ; ПВД IV 80А		ПРС-63 ХЛЗП; ПВД III 20А
	ПРС-6,3 x3УЗП; ПВД I 2А		ПРС-100 ХЛЗП; ПВД IV 40А
	ПРС-25 x3 ТЗЗ; ПВД II 20А		ПРС-6,3 УЗЗ; ПВД I 1А
	ПРС-63 x3ХЛЗЗ; ПВД III 40А		ПРС-25 ХЛЗП; ПВД II 25А

Таблица 3 – Варианты ТЕПЛОВЫХ РЕЛЕ.

№ Вар.	Марки предохранителей.	№ Вар.	Марки предохранителей.
	РТЛ100104		РТЛ102204
	РТЛ100204		РТЛ205304
	РТЛ100304		РТЛ205504 40А
	РТЛ100404		РТЛ205504 63А
	РТЛ100504		РТЛ205704
	РТЛ100604		РТЛ205904
	РТЛ100704		РТЛ206104 63А
	РТЛ100804		РТЛ206104 80А
	РТЛ101004		РТЛ206304

	РТЛ101204		ТРН-10УХЛ4 5А
	РТЛ101404		ТРН-25УХЛ4 16А
	РТЛ101604 16А		РТТ-1 20А
	РТЛ102104 16А		РТТ-2 40А
	РТЛ101604 25А		РТТ-3 100А
	РТЛ102104 25А		РТТ-4 250А

Практическое занятие № 5. Изучение схем автоматического управления электродвигателями и принципов регулирования

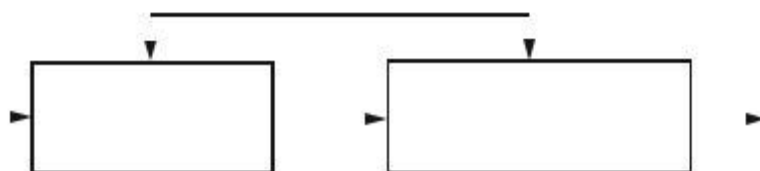
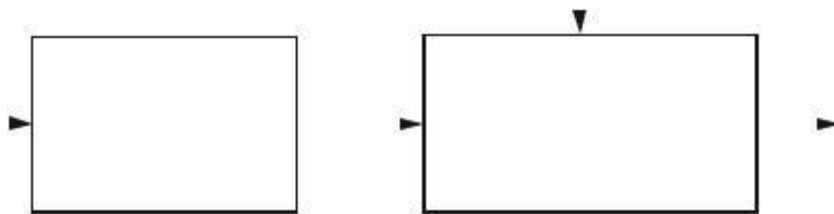
Принцип автоматического управления (регулирования) определяет алгоритм формирования управляющего воздействия в автоматической системе. Выбор того или иного принципа построения системы зависит от ее назначения, условий работы, возможностей получения необходимой рабочей информации, стабильности характеристик отдельных элементов и т.п. Одним из основных признаков, характеризующих принцип управления, является требуемая для выработки управляющего воздействия информация.

Информацию обычно подразделяют на начальную (априорную) и рабочую (текущую). Априорная информация может быть получена в результате предварительного теоретического или экспериментального исследования системы управления. Текущая информация получается в результате наблюдения за ходом процесса управления.

Известны три фундаментальных принципа автоматического управления: принцип разомкнутого управления, принцип управления по возмущению и принцип обратной связи. Кроме того, разработан принцип комбинированного управления, сочетающий достоинства второго и третьего принципов. Таким образом, несмотря на многообразие автоматических систем, основополагающие принципы их построения немногочисленны.

Принцип разомкнутого управления состоит в следующем (см. рис.1.1). Пусть заранее известно, что параметры объекта управления и воздействие внешней среды

$f(t)$ остаются постоянными или изменяются по определенному закону. Тогда по заданной функции $x(t)$ можно однозначно определить соответствующее изменение во времени управляющего воздействия $u(t)$. В этом случае управление является



полностью априорным, т.е. осуществляется управляющим устройством при заведомо абсолютно точном знании всех внешних и внутренних условий работы.

Примером реализации этого принципа служит автоматическое управление токарным станком, изготавливающим детали одного определенного образца. При этом положение резца задают как определенную функцию времени и осуществляют автоматическое перемещение его по этому закону.

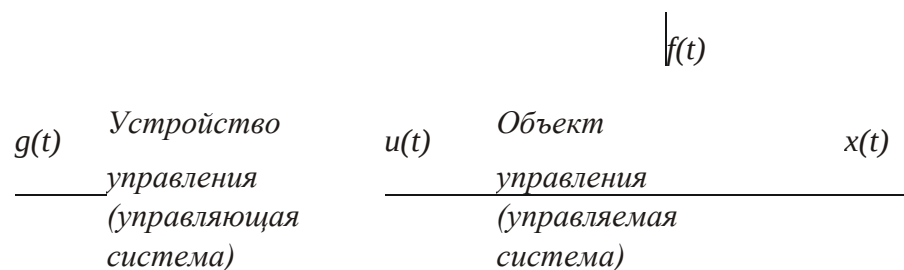


Рис.1.1. Система автоматического управления

Принцип разомкнутого управления отличается простотой технической реализации, но оказывается малоэффективным при недостаточной априорной информации относительно характера внешних воздействий.

Принцип управления по возмущению заключается в том, что управляющее воздействие вырабатывается в зависимости от результатов измерения возмущения, действующего на объект. Системы, построенные на основе этого принципа, также работают по разомкнутой цепи, т.е. не имеют обратной связи.

Структурная схема автоматической системы, использующей принцип управления по возмущению, изображена на рис.1.2. На устройство управления воздействует возмущение $f(t)$. Недостаточный объем априорной информации относительно $f(t)$ восполняется текущей информацией о его изменении, поступающей в устройство управления. При этом управляющее воздействие $u(t)$ формируется в функции возмущающего воздействия $f(t)$:

$$u(t) = U[f(t)].$$

Величина и направление управляющего воздействия на объект должны быть такими, чтобы полностью или в значительной степени компенсировать влияние возмущающего воздействия.

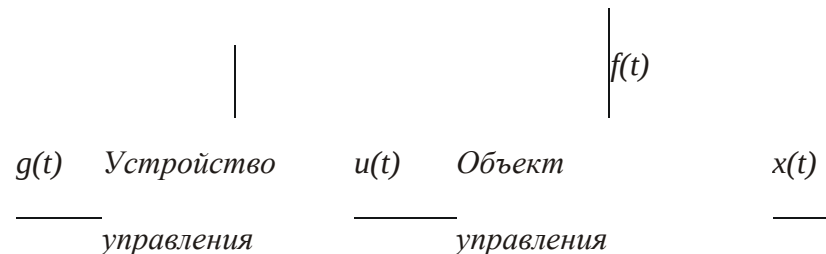
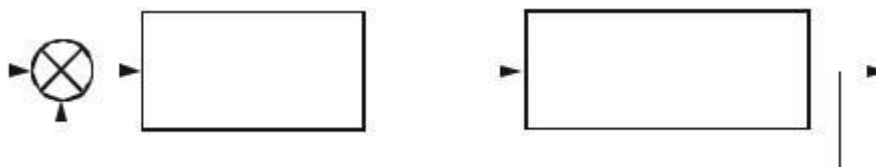


Рис.1.2. Система, реализующая принцип управления по возмущению

Основное достоинство принципа управления по возмущению - высокое быстродействие, поскольку в этом случае система реагирует непосредственно на причину, вызывающую изменение управляемой величины. Однако этот принцип предполагает наличие полной априорной или текущей информации о внутренних и внешних условиях работы системы, что обычно не выполнимо. Как правило, учитывается действие одного или нескольких наиболее существенных возмущений, которые измеряются соответствующими датчиками.

Подобный принцип управления может быть реализован в системе стабилизации напряжения в синхронном генераторе при переменной электрической нагрузке на его

10



выходе. При изменении нагрузки(возмущающего воздействия) чувствительное устройство вырабатывает сигнал в виде напряжения постоянного тока. Это напряжение пропорционально току генератора, который в свою очередь зависит от нагрузки.

Выработанный сигнал поступает в цепь возбуждения генератора и изменяет величину тока (управляющее воздействие) в ней таким образом, чтобы вернуть напряжение генератора(выходную величину) к исходному значению.

Неполное знание свойств объекта управления, изменение его параметров вследствие старения элементов и действия неконтролируемых возмущений, а также ряд других факторов затрудняют реализацию систем управления на базе этого принципа.

В разомкнутых системах управляющее воздействие на объект управления задается без учета действительного положения управляемой величины $x(t)$, а только на основании цели управления, характеристик объекта и известных априори либо измеряемых в процессе управления внешних воздействий. Поэтому такое управление является жестким. Систему управления можно построить таким образом, чтобы точность выполнения алгоритма функционирования обеспечивалась и без измерения возмущений.

Принцип обратной связи (управления по отклонению) заключается в сравнении действительного значения управляемой величины с требуемым (предписанным) ее значением и в управлении объектом в зависимости от результатов этого сравнения.

Применение этого принципа приводит к построению автоматических систем с замкнутой цепью воздействий, или систем с отрицательной обратной связью (рис.1.3).

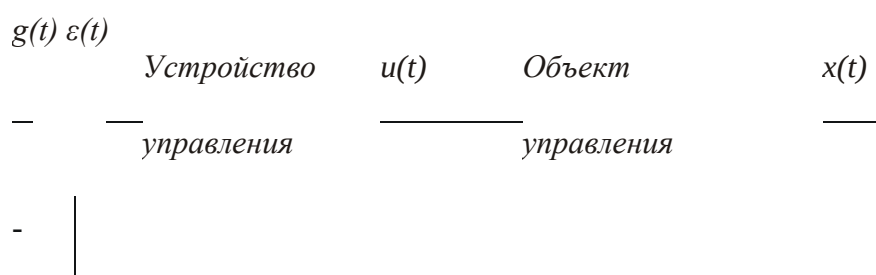


Рис.1.3. Система, реализующая принцип обратной связи

В замкнутой системе управляющие воздействия формируются на основе информации о состоянии объекта, в частности, по отклонению управляемой $x(t)$ величины от заданной $g(t)$ величины. Таким образом, отклонение (рассогласование)

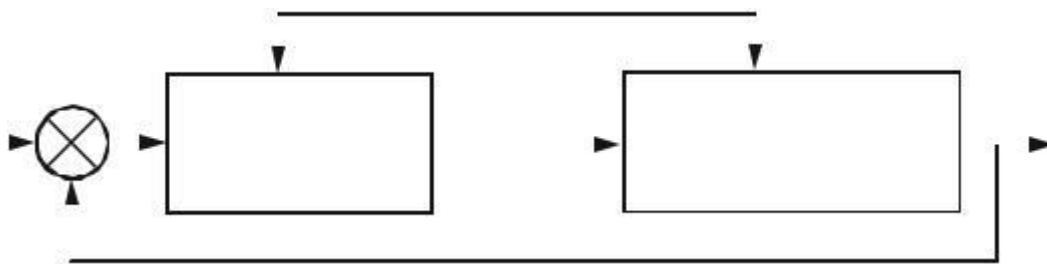
$\varepsilon(t) = g(t) - x(t)$ используется для формирования воздействия на объект, которое продолжается до тех пор, пока это рассогласование не станет достаточно малым.

Следовательно, обратная связь, по которой поступает в устройство управления текущая информация о состоянии объекта управления или его выходных переменных, - это средство управления при неполной информации, обеспечивающее системе свойство адаптивности (приспособляемости) к изменениям внутренних и внешних условий ее работы.

Принцип обратной связи используется в электронных стабилизаторах напряжений, системах регулирования скорости вращения двигателей, системах автоматической подстройки частоты генератора, системах автоматического измерения угловых координат и т.д.

Достоинства принципа управления по отклонению:

- высокая точность управления и более низкая требовательность к точности изготовления элементов системы (по сравнению с принципом управления по возмущению);
- успешное достижение цели управления при действии многочисленных возмущающих факторов (в том числе и неконтролируемых).



Однако быстродействие замкнутых систем сравнительно низкое, поскольку они реагируют не на причину, а на следствие (т.е. на отклонение управляемой величины от заданного значения), а следовательно, имеют некоторое запаздывание и определенное допустимое отклонение управляемой величины. Автоматические системы, построенные на основе принципа замкнутого управления, получили название систем автоматического регулирования (САР).

Современные автоматические системы высокой точности обычно строятся на основе принципа комбинированного управления, сочетающего достоинства принципа управления по отклонению и принципа управления по возмущению. При этом в комбинированной системе (рис. 1.4) наряду с замкнутым контуром, образуемым отрицательной обратной связью, имеется цепь компенсации возмущающего воздействия, поддающегося измерению.

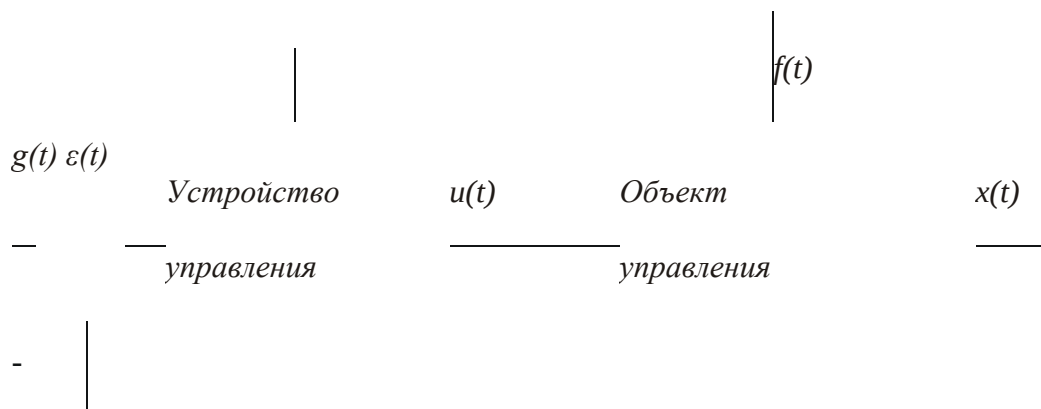


Рис. 1.4. Система, действующая на основе принципа комбинированного управления

Классификация математических моделей динамических систем

При анализе и синтезе систем управления возникает необходимость выбора с определенной степенью приближения адекватных математических моделей, которые позволяли бы определить изменение во времени переменных состояния системы.

Остановимся на их классификации по различным признакам.

Методы ТАУ разработаны применительно к различным типовым математическим моделям реальных систем. Математическая модель – это формальное описание системы с помощью математических средств: дифференциальных, интегральных, разностных, алгебраических уравнений и т.д.

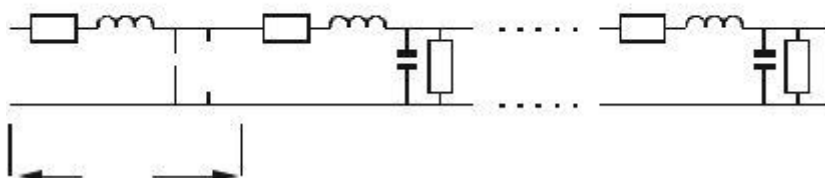
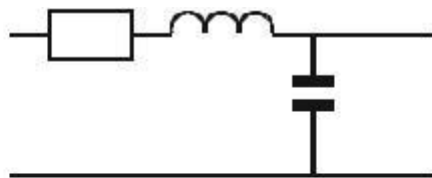
По характеру входящих в САУ звеньев системы делятся на линейные и нелинейные. В линейных системах между выходной и входной величинами существует линейная функциональная зависимость в статических и динамических режимах работы.

Процессы, происходящие в этих системах, описываются линейными операторными уравнениями (например, линейными дифференциальными уравнениями). Одно из основных свойств всякой линейной системы заключается в том, что если на нее одновременно воздействуют несколько возмущений, то их совместный эффект равен сумме эффектов, вызываемых каждым из возмущений в отдельности. Данный принцип сложения

отдельных эффектов называется *принципом суперпозиции*. Системы, для которых не выполняется принцип суперпозиции, относятся к *нелинейным*.

Линейные и нелинейные системы подразделяются на следующие три класса: непрерывные, дискретные и дискретно-непрерывные системы. *Непрерывные* системы описываются дифференциальными уравнениями, *дискретные* - дифференциально-разностными уравнениями, а *дискретно-непрерывные* - обоими видами уравнений.

12



Как линейные, так и нелинейные динамические системы могут быть стационарными или нестационарными. *Стационарные* системы представляются уравнениями, коэффициенты которых не зависят от времени. Это означает, что свойства системы со временем не изменяются. В *нестационарных системах* хотя бы один параметр зависит от времени.

В свою очередь стационарные и нестационарные системы подразделяются на системы с сосредоточенными и распределенными параметрами. В системах с *сосредоточенными параметрами* каждый параметр сосредоточен в одной точке.

Поэтому динамику системы можно описать с помощью дифференциального уравнения в полных производных, т.е. переменные величины будут зависеть только от времени. В системах с *распределенными параметрами* хотя бы один параметр распределен в пространстве

(по одной или нескольким пространственным координатам), т.е. изменяется не только во времени, но и в пространстве.

Кроме того, системы каждого из класса или подкласса могут быть подразделены на детерминированные и стохастические. Систему называют *детерминированной*, если приложенные к ней воздействия и параметры модели являются постоянными или детерминированными функциями переменных состояния и времени. Система является *стохастической*, если приложенные к ней воздействия и параметры модели являются случайными функциями или случайными величинами.

Реальные системы могут входить сразу в несколько классов. Приведем примеры моделей систем.

Пример 1. Колебательный контур (рис.1.5) может рассматриваться как линейная непрерывная стационарная детерминированная система с сосредоточенными параметрами:

$$U_{\text{вх}}(t) = L \frac{di(t)}{dt} + i(t)R.$$

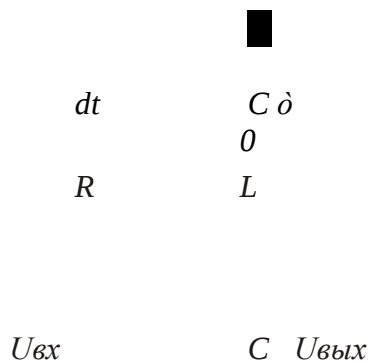
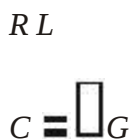


Рис.1.5. Колебательный контур

Пример 2. Канал передачи данных между двумя территориально удаленными ЭВМ представляет длинную линию, которая является линейной непрерывной стационарной детерминированной системой с распределенными параметрами(рис.1.6).



х

Рис.1.6. Длинная линия- пара длинных проводов

В однородной длинной линии ее параметры распределены вдоль нее равномерно. Разделим длинную линию на малые отрезки длиной Δx , в пределах которых параметры можно считать сосредоточенными в одной точке. Пусть погонные сопротивление, индуктивность, емкость и проводимость имеют значения R, L, C, G (см.

Практическое занятие № 6. Выбор электродвигателей для привода насосов. Компрессоров и вентиляторов.

6.1.Выбор электродвигателей для привода насосов.

Формула для определения мощности (кВт) двигателя насоса

$$P = \frac{\kappa \times \gamma \times Q \times H}{1000 \times \eta_n \times \eta_p},$$

где κ — коэффициент запаса (1.1—1.4);
 γ — удельный вес перекачиваемой жидкости, $H/м^3$, для холодной воды равен 9810;
 Q — производительность насоса, $м^3/с$;
 H — напор насоса, м;
 η_p — кпд передачи (при непосредственном соединении насоса с двигателем $\eta_p = 1$);
 η_n — кпд насоса принимают равным: для поршневых насосов — 0.7—0.98; для центробежных насосов с давлением свыше 39 000 Па — 0.6—0.75; с давлением ниже 39 000 Па — 0.3— 0.6 (лучше всего кпд определять по данным каталогов).

При выборе двигателя к центробежному насосу необходимо обращать внимание на частоту вращения двигателя, так как у центробежного насоса мощность, напор, производительность и частота вращения связаны следующими соотношениями:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(n_1)^3}{(n_2)^3}; \frac{H_1}{H_2} = \frac{(n_1)^2}{(n_2)^2}; \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{M_1}{M_2} = \frac{(n_1)^2}{(n_2)^2},$$

где M — момент двигателя.

Пример расчета мощности двигателя насоса

1. Определить мощность двигателя насоса при следующих данных $Q = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 30 \text{ м}$; $\eta n = 0.5$; $nd = 1460 \text{ об/мин}$.

2. Определить мощность двигателя, напор насоса и производительность, если двигатель вращается с частотой 965 об/мин.

Решение

1. Мощность двигателя насоса при $nd = 1460 \text{ об/мин}$

$$P_1 = \frac{1.1 \times 9810 \times 50 \times 30}{1000 \times 0.5 \times 3600 \times 1.0} = 8.99 \text{ кВт},$$

где 3600 — коэффициент перевода производительности из $\text{м}^3/\text{ч}$ в $\text{м}^3/\text{с}$.

2. При частоте вращения насоса $nd = 965 \text{ об/мин}$ мощность двигателя, напор насоса и производительность:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(n_1)^3}{(n_2)^3}; P_2 = \frac{P_1 \times (n_2)^3}{(n_1)^3}; P_2 = \frac{8.99 \times 965^3}{1460^3} = 2.63 \text{ кВт};$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{(n_1)^2}{(n_2)^2}; H_2 = \frac{H_1 \times (n_2)^2}{(n_1)^2}; H_2 = \frac{30 \times 965^2}{1460^2} = 13.1 \text{ м};$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; Q_2 = \frac{Q_1 \times n_2}{n_1}; Q_2 = \frac{50 \times 965}{1460} = 33 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

6.2. Выбор электродвигателей для привода компрессоров

При выборе мощности двигателя для компрессора, как и для всех механизмов с продолжительным режимом работы и постоянной нагрузкой, требуемую мощность

$P_{дв}$ двигателя находят по мощности на валу механизма с учётом потерь в промежуточном звене механической передачи.

В зависимости от назначения, мощности и характера производства, где установлены механизмы этой группы, они могут требовать или небольшого, но постоянного подрегулирования производительности при отклонении параметров воздуха от заданных значений, или же регулирования производительности в широких пределах.

Мощность двигателя компрессора определяется по формуле:

$$P_{дв.к.} = k_z \cdot \frac{Q \cdot A \cdot 10^{-3}}{\eta_k \cdot \eta_n}$$

, [9] (1)

где: Q - производительность (подача) компрессора, m^3/c ; $A=(A_{и}+A_{а})/2$ - работа, Дж/ m^3 , изотермического и адиабатического сжатия 1 m^3 атмосферного воздуха давлением $p_1 = 1,01 \cdot 10^5$ Па до требуемого, давления p_2 , Па; для давлений до $10 \cdot 10^5$ Па значения A указаны ниже:

$p_2, 10^5 \text{ Па}$	3	4	5	6	7	8	9	10
$A, 10^3 \text{ Дж}/m^3$	132	164	190	213	230	245	260	272

η_k - индикаторный КПД компрессора, учитывающий потери мощности при реальном процессе сжатия воздуха и равный 0,6 - 0,8;

η_n - КПД механической передачи между компрессором и двигателем, его значения лежат в пределах 0,9 - 0,95;

k_z - коэффициент запаса, равный 1,05 - 1,15 и учитывающий не поддающиеся расчету факторы.

Таким образом, расчетная мощность двигателя равна:

$$P_{дв.к.} = 1,05 \cdot \frac{4,58 \cdot 260 \cdot 10^{-3}}{0,66 \cdot 0,95} = 1645,18 \text{ кВт}$$

Из литературы [7] (табл. 11.6, с. 269) выбираем двигатель СТД - 1600 - 2УХЛ4, напряжением 10 кВ, с частотой вращения 3000 об/мин.

СТД - синхронный турбодвигатель;

1600 - мощность двигателя, кВт;

2 - число полюсов;

УХЛ4 - климатическое исполнение и категория места размещения.

Для компрессора типичен продолжительный режим работы, поэтому их электроприводы, как правило, неревверсивные с редкими пусками. Также компрессор имеет небольшие пусковые статические моменты - до 20-25% от номинального.

Выбор синхронного двигателя обуславливается несколькими основными причинами:

Во-первых, это жёсткая характеристика синхронных двигателей, то есть при увеличении нагрузки на валу двигателя обороты не изменяются, что очень важно для производительности компрессора.

Во-вторых, при своих габаритах синхронный двигатель имеет гораздо большую мощность по сравнению с асинхронным двигателем.

В-третьих, синхронный двигатель имеют К.П.Д. на 2,5% больше (96,6%), чем у асинхронных двигателей и момент имеет прямо пропорциональную зависимость от напряжения.

Производительность компрессоров можно изменять тремя способами: изменением угловой скорости приводного двигателя, изменением сопротивления магистрали (трубопровода) с помощью задвижки, а также конструктивными изменениями рабочих органов механизма в процессе регулирования.

В-четвёртых, у синхронных двигателей при номинальном токе $\cos\varphi = 1$, а при перевозбуждении двигатель может служить в качестве компенсатора реактивной мощности и повышать $\cos\varphi$ предприятия в целом.

6.3.Выбор электродвигателей для привода вентиляторов.

Формула расчета мощности электродвигателя для вентиляторов

$$P = k_3 \frac{QH}{\eta_n \eta_{\pi}} 10^{-3}$$

Где k_3 – коэффициент запаса. Его значения зависят от мощности двигателя:

- до 1 кВт – коэффициент 2;
- от 1 до 2 кВт – коэффициент 1,5;
- 5 и более кВт – коэффициент 1,1-1,2.

Q – производительность вентилятора; H – давление на выходе; η_v – КПД вентилятора; η_{π} – КПД передачи.

Приведенная формула используется для расчета мощности осевых и центробежных вентиляторов. КПД центробежных моделей равен 0,4-0,7, а осевых вентиляторов – 0,5-0,85

Расчет и выбор мощности двигателя электропривода

Расчет и выбор мощности двигателя вентилятора.

Дано: $\theta = 15 \text{ м}^3/\text{с}$; $H = 190 \text{ Па}$. Тип вентилятора – центробежный. Тип передачи – плоскоременная. 1. Расчет мощности двигателя. $P = \frac{K_z(\theta H / 1000 \eta_v \eta_p)}{\eta_p}$, где K_z – коэффициент запаса (1,1 – 1,6); θ – производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$; H – давление, Па; $\eta_v = 0,5-0,85$ – для осевых вентиляторов; $\eta_v = 0,4-0,7$ – для центробежных вентиляторов; η_p (КПД передачи) = 0,92-0,94 – для клиноременной передачи; $\eta_p = 0,87-0,9$ – для плоскоременной передачи. Возьмем для расчета: $K_z = 1,1$; $\eta_v = 0,5$; $\eta_p = 0,87$ $P = 1,1(15 \times 190 / 1000 \times 0,5 \times 0,87) = 7,2 \text{ кВт}$. 2. Выбор двигателя. По таблице (в разделе "Таблицы" таблица 6) «Характеристики двигателей асинхронных двигателей серии 4А» по синхронному вращению 1500 об/мин находим ближайшее значение по мощности: Тип – 4А132S4У3. $P = 7,5 \text{ кВт}$; $n_n = 1455 \text{ об/мин}$; $\eta_n = 87,5\%$; $\cos \varphi_n = 0,86$; $\lambda = M_{\max} / M_n = 3$.

Проверка правильности выбора двигателя по перегрузочной способности. Необходимо, чтобы выполнялось условие $M_{\max} / M_n \leq 0,81 \lambda$. $M_{\max} = P_{\max} / n \times 9550 = 7,5 / 1455 \times 9550 = 49,23 \text{ Нм}$, где P_n – номинальная мощность выбранного двигателя, кВт. $M_{\max} / M_n = 47,28 / 49,23 = 0,96$; $0,81 \lambda = 0,81 \times 3 = 2,43$; Как видим, отношение $M_{\max} / M_n$ меньше, чем $0,81 \lambda$. Условие выполняется, значит двигатель выбран верно.

Практическое занятие № 7. Выбор вспомогательного электрооборудования.

Выбор элементов системы электроснабжения

При проектировании СЭС рекомендуется применять электротехническое оборудование отечественного производства.

При выборе элементов СЭС необходимо выполнить следующие условия:

- выбор по номинальным параметрам;
- выбор по конструктивному исполнению.

7.1 Выбор по номинальным параметрам

Все элементы СЭС должны работать в длительном режиме работы при номинальных параметрах сети и их номинальной нагрузке.

Номинальное напряжение элемента СЭС должно соответствовать классу его изоляции и, соответственно, классу напряжения сети.

Максимально возможный ток электрической цепи не должен превышать номинальный ток элемента СЭС. При нарушении этого условия происходит перегрев элемента, что приводит к необратимым процессам старения изоляции. При выборе оборудования и ошиновки по номинальному току рекомендуется учитывать нормальные эксплуатационные, послеаварийные и ремонтные режимы, а также перегрузочную способность электрооборудования.

7.2 Выбор электрооборудования по конструктивному исполнению

Элементы СЭС должны соответствовать определенным условиям окружающей среды (климатические условия, категория размещения и технико-технологические условия).

При выборе элементов СЭС по конструктивному исполнению необходимо учитывать:

- тип электрооборудования;
- климатическое исполнение электрооборудования;
- категорию размещения электрооборудования;
- технико-технологические условия эксплуатации электрооборудования.

При правильном выборе элементов СЭС по типу и конструктивному исполнению последние должны работать как угодно долго без нарушения нормальных эксплуатационных характеристик.

Выбор типа электрооборудования

При выборе типов высоковольтных выключателей рекомендуется руководствоваться следующим [7]:

- в открытых РУ 110 кВ и выше предусматриваются элегазовые выключатели наружной установки отечественного или импортного производства;
- в закрытых РУ 110 кВ должны, как правило, устанавливаться КРУЭ;
- в ОРУ 35 кВ предусматриваются элегазовые или вакуумные выключатели;
- в РУ 6(10) кВ общего назначения применяются маломасляные, электромагнитные, вакуумные выключатели и предусматриваются шкафы КРУ (КРУН).

В целях повышения безопасности и удобства обслуживания рекомендуется применять разъединители 110-220 кВ с заземляющими ножами и дистанционным управлением привода.

Типы проводников ЛЭП выбираются в зависимости:

- от способа транспорта (воздушные, кабельные линии и шинопроводы);
- от условий прокладки (земля, воздух, вода).

Выбор элементов сс по климатическому исполнению

Одним из основных условий функционирования электроустановки являются условия окружающей среды, обусловленные погодными-климатическими и геологическими факторами природной среды.

Электроустановка считается климатически стойкой, если она способна выдержать без разрушения и без заметных нарушений нормальных эксплуатационных характеристик, для

работы, в которой она предназначена. "Климатическая защита" охватывает широкий комплекс мер, в том числе и защиту от коррозии, обеспечивающих установленный срок службы и надежную работу в том или ином климатическом районе.

Характеристики макроклиматов и условное обозначение климатического исполнения электрооборудования приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Характеристика и обозначение и макроклиматов

Макроклимат	Основная характеристика климатических районов		Обозначение электрооборудования	
	Средняя температура воздуха, °С			
	максимальная	минимальная	Русское	Латинское
Умеренный	Ниже +40	Выше -45	У	N
Холодный	—	Ниже -45	ХЛ	F
Умеренный и холодный	Ниже +40	Ниже -45	УХЛ	NF
Тропический	Выше +40	—	Т	T
Тропический влажный	Выше +40	—	ТВ	TH
Тропический сухой	Выше +40	—	ТС	ТА
Общеклиматическое исполнение (для всех кроме холодного)	Выше +40	Выше -45	О	—

Категория размещения электрооборудования характеризует гарантированную работоспособность электрооборудования при размещении его в определенных условиях. Исполнение и условное обозначение категории размещения электрооборудования приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2

Условное обозначение категории размещения электрооборудования

Исполнение	Обозначение
Для эксплуатации на открытом воздухе.	1
Для эксплуатации на открытом воздухе или в помещениях, где колебания температуры и влажности воздуха несущественно отличаются от колебаний на открытом воздухе (отсутствие прямого воздействия солнечной радиации и атмосферных осадков).	2

Для эксплуатации в закрытых помещениях с естественной вентиляцией без искусственно регулируемых климатических условий.	3
Для эксплуатации в помещениях с искусственно регулируемыми климатическими условиями (например, в закрытых отапливаемых производственных помещениях).	4
Для эксплуатации в помещениях с повышенной влажностью (например, в неотапливаемых и невентилируемых помещениях, в том числе шахтах).	5

Пример: системы кодировки электрооборудования по климатическому исполнению и категории размещения. УХЛ 1 – электрооборудование применяется в условиях умеренного холодного климата для эксплуатации на открытом воздухе.

Климатическое исполнение электрооборудования и категория размещения указываются заводом изготовителем в марке оборудования.

Практическое занятие № 8. Расчет электроосвещения и выбор взрывозащищенных светильников

Основными электроприемниками цеха являются печи, станки и автоматические линии.

Минимальная освещенность при комбинированном освещении составляет для разряда зрительных работ IIIг 400 лк. При этом освещенность от общего освещения – 200 лк.

Также в цехе предусмотрена система аварийного освещения. Наименьшая освещенность рабочих поверхностей производственных помещений на территории предприятий, требующих обслуживания при аварийном режиме, должна составлять 5%-10% от освещенности рабочего освещения при системе общего освещения.

Для создания равномерного распределения освещенности по всей площади цеха принимаем равномерное размещение светильников.

4.2 Выбор типа и мощности источника света

Исходные данные:

- длина цеха $L = 84$ м;
- ширина цеха $b = 48$ м;
- высота цеха $h = 12$ м;
- напряжение системы освещения 220 В;
- минимальная освещенность $E_{\text{раб}} = 200$ лк; $E_{\text{ав}} = 10$ лк .

4.2.1 Расчёт рабочего освещения

Для общего рабочего освещения цеха используем светильники типа ГСП13 с лампами ДРИ и кривой силы света Г-1, степенью защиты IP54.

Располагаем светильники в шахматном порядке, при этом с целью снижения пульсаций светового потока, характерных при использовании этого типа ламп, в каждой точке устанавливаем не менее 2 светильников.

Высота подвеса светильников: $H_{\text{п}} = h - h_{\text{с}}$,

где h – высота цеха, м;

$h_{\text{с}} = 1,8$ – расстояние от светильника до перекрытия (свес), м

$H_{\text{п}} = 12 - 1,8 = 10,2$ м.

Расчетная площадь цеха: $S = L \cdot b = 84 \cdot 48 = 4032 \text{ м}^2$.

Намечаем количество ламп:
$$n = \frac{S}{a^2} = \frac{4032}{6^2} = 112 \text{ шт. (4.1)}$$

Отношение потока, падающего на освещаемую поверхность ко всему потоку ламп, называется коэффициентом использования $K_{\text{и}}$. Зависимость $K_{\text{и}}$ от площади помещения, высоты и формы учитывается индексом помещения i .

Индекс помещения:

$$i = \frac{S}{H_{\text{п}} \cdot (L + b)} = \frac{4032}{10,2(84 + 48)} = 2,99, \text{ (4.2)}$$

где S – площадь цеха, м^2 ;

L – длина цеха, м;

b – ширина цеха, м.

При $i = 2,99$ и $\rho_{\text{пот}}=0,5$, $\rho_{\text{ст}}=0,5$, $\rho_{\text{пол}}=0,1$ имеем $K_{\text{и}}=0,6$ [9].

Световой поток одной лампы:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{E_{\text{раб}} \cdot S \cdot K_{\text{з}} \cdot 1,15}{K_{\text{и}} \cdot n} = \frac{200 \cdot 4032 \cdot 1,5 \cdot 1,15}{0,6 \cdot 112} = 24840 \text{ Лм. (4.3)}$$

Выбираем лампу ДРЛ мощностью 400 Вт со световым потоком $\Phi_{\text{л}} = 30000 \text{ Лм}$.

Корректируем количество светильников в цехе:

$$n = \frac{E_{\text{раб}} \cdot S \cdot K_{\text{з}} \cdot 1,15}{K_{\text{и}} \cdot \Phi_{\text{л}}} = \frac{200 \cdot 4032 \cdot 1,5 \cdot 1,15}{0,6 \cdot 30000} = 92,7 \text{ шт (4.4)}$$

Принимаем к установке 93 лампы.

При количестве ламп ДРИ – 400 - 4 равном 93 шт., в цехе создается следующая освещенность:

$$E_{\text{факт}} = \frac{n \cdot K_{\text{и}} \cdot \Phi_{\text{л}}}{S \cdot K_{\text{з}} \cdot 1,15} = \frac{93 \cdot 0,6 \cdot 30000}{4032 \cdot 1,5 \cdot 1,15} = 200,57 \text{ лк (4.5)}$$

Таким образом, данное количество ламп создает требуемую освещенность.

4.2.2 Расчёт аварийного освещения

Аварийное освещение составляет 5-10 % от рабочего

$E_{\text{ав}} = 10 \text{ лк}; K_{\text{и}}=0,6; K_{\text{з}}=1,5; \Phi_{\text{л}}=18600 \text{ лм.}$

$$n_{\text{ав}} = \frac{E_{\text{ав}} \cdot S \cdot K_{\text{з}} \cdot 1,1}{K_{\text{и}} \cdot \Phi_{\text{л}}} = \frac{10 \cdot 4032 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{0,6 \cdot 18600} = 7,15 \text{ шт}$$

Принимаем 8 светильников. Выбираем лампу накаливания Г215-225-1000 со светильником ППД со степенью защиты IP63. Световой поток лампы $\Phi_{\text{л}}=18600 \text{ лм.}$

$$E_{\text{факт. ав}} = \frac{n \cdot K_{\text{и}} \cdot \Phi_{\text{л}}}{S \cdot K_{\text{з}}} = \frac{8 \cdot 0,6 \cdot 18600}{4032 \cdot 1,5 \cdot 1,1} = 11,18 \text{ лк}$$

Таким образом, данное количество ламп создает требуемую аварийную освещенность.

4.3 Выбор кабелей, питающих щитки освещения

Сечения электрических кабелей выбираются по выражению 4.6:

$$I_{\text{р}} < I_{\text{д.д.}}, (4.6)$$

где $I_{\text{р}}$ – расчётный ток, А;

$I_{\text{д.д.}}$ – допустимая длительная токовая нагрузка на кабель.

Так как цех производства экструдированного пенополистирола относится к помещениям с пожаро-взрывоопасной средой, то

$$I_{\text{д.д.}} > I_{\text{р}}, (4.7)$$

где $I_{\text{р}}$ – длительно допустимый ток для кабелей при пожаро-взрывоопасных условиях прокладки, приводимый в таблицах ПУЭ.

Практическое занятие № 9. Расчет молниеприемников

Расчет и построение зон защиты молниеотводов. Каждый молниеотвод образует вокруг себя строго определенное пространство, вероятность попадания в которое молнии практически равна нулю. Это пространство обычно называют зоной защиты. Теоретически вероятность поражения объектов, расположенных в пределах зоны защиты стержневых и тросовых молниеотводов, все же составляет около 1%.

В зависимости от типа, количества и взаимного расположения молниеотводов зоны защиты могут иметь самые разнообразные геометрические формы. В значительной степени зоны защиты определяются отношением H/h , где H — высота ориентировки молнии (расстояние до земли от грозового разряда в начальной стадии его, при котором происходит ориентировка молнии на молниеотвод); h — высота молниеотвода.

В современной практике существует два различных метода расчета и построения зон защиты. Различие заключается, в частности, в определении параметров защитных зон двойных и многократных молниеотводов. В данной главе приводится метод расчета и построения защитных зон, предложенный энергетическим институтом имени Г. М. Кржижановского, как более простой.

5.1. Зона защиты стержневых молниеотводов

Зона защиты одиночного стержневого молниеотвода (рис. 16 и 17) представляет собой в вертикальном сечении конус с образующей в виде ломаной линии. Построение зоны защиты для молниеотвода высотой $h < 60$ м (рис. 16) производится следующим образом. От основания молниеотвода в противоположные стороны откладываются два отрезка CA' и CB' , равные $0,75h$, концы полученных точек A' и B' соединяют с вершиной O молниеотвода. Далее на молниеотводе на высоте $0,8h$ находится точка O' , которая соединяется прямой линией с концами

отрезков CB и CA , равных $1,5h$.

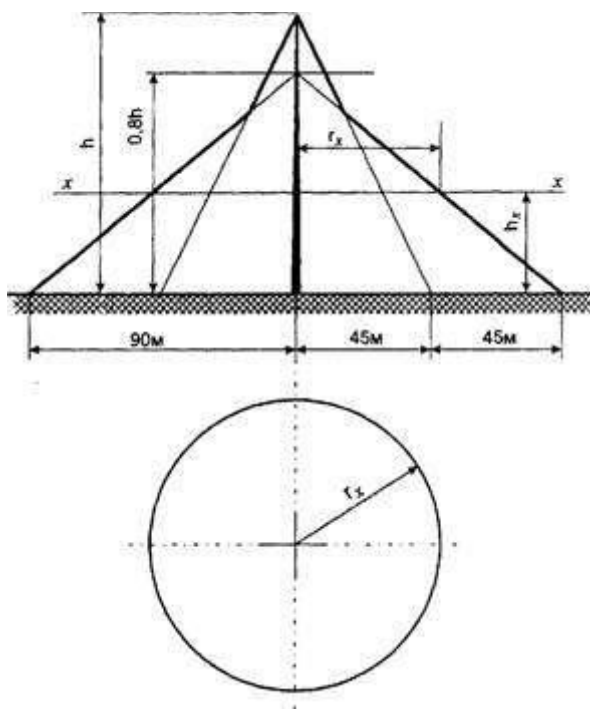


Рис. 17. Зона защиты одиночного стержневого молниеотвода высотой более 60 м

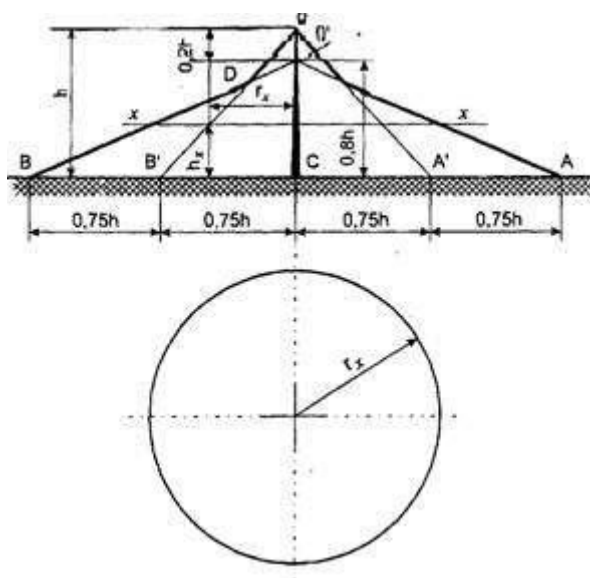


Рис. 16. Зона защиты одиночного стержневого молниеотвода высотой до 60 м

Ломаная BDO и является образующей зоны защиты для определения величины радиуса защиты r_x , м, на любой высоте h_x зоны защиты используют формулы:

$$r_x = 1,5(h - 1,25h_x)$$

$$\text{при } 0 \leq h_x \leq \frac{2}{3}h \text{ и}$$

$$r_x = 0,75(h - h_x)$$

$$\text{при } h_x > \frac{2}{3}h.$$

Решая приведенные выше формулы относительно h , можно при известных (заданных) значениях r_x и h_x получить величину оптимальной высоты молниеотвода:

$$h_{оп} = \frac{r_x + 1,9h_x}{1,5}$$

$$h_{оп} = \frac{r_x + 0,75h_x}{0,75}$$

Для молниеотводов высотой более 60 м и до 100 м включительно зона защиты определяется исходя из лимитированной величины основания конуса на уровне земли $r = 90$ м (рис. 125). При этом радиус защиты на высоте h_x определяется из соотношений:

$$r_x = 90(1 - 1,25h_x/h)$$

$$\text{при } 0 \leq h_x \leq \frac{2}{3}h$$

и

$$r_x = 45(1 - h_x/h)$$

$$\text{при } h_x \geq \frac{2}{3}h.$$

5.2. Зона защиты двойного стержневого молниеотвода
Зона защиты двойного стержневого молниеотвода (при расположении двух одинаковых

молниеприемников на одном уровне и на определенном расстоянии друг от друга) показана на рис. 18а.

Определение очертаний торцевых частей зоны выполняется по расчетным формулам, используемым для построения зоны защиты одиночного молниеотвода. Расчет предусматривает следующие обязательные условия: высота молниеотвода не должна превышать 60 м, молниеотвод рассматривается как двойной только при соотношении $L/h < 5$.

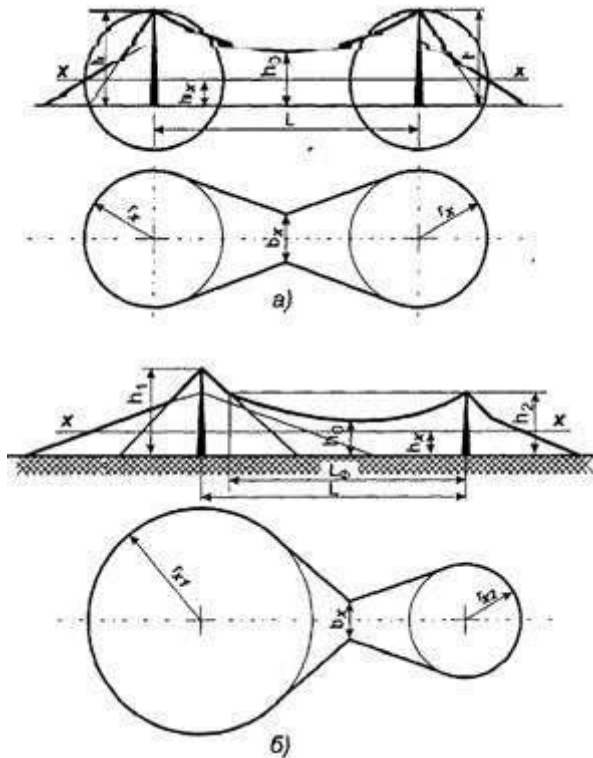


Рис. 18. Зона защиты двойного стержневого молниеотвода: а — при расположении молниеприемников на одном уровне; б — при расположении молниеприемников на разных уровнях. Верхняя граница зоны защиты представляет собой дугу окружности радиуса R , соединяющую вершины молниеотводов и точку, расположенную на перпендикуляре, идущем из середины расстояния между молниеотводами на высоте h_0 . Величина h_0 , в метрах, вычисляется по эмпирической формуле:

$$h_0 = 4h - \sqrt{9h^2 + 0,25L^2}.$$

Радиус окружности R , дуга которой описывает верхнюю границу зоны, соответственно определяется из выражения:

$$R = 4h - h_0.$$

В тех случаях, когда величины h_0 и L известны, оптимальную высоту молниеотводов, находят по формуле:

$$h_{\text{опт}} = 0,571h_0 + \sqrt{0,183h_0^2 + 0,0357L^2}.$$

При этом в вышеприведенной формуле значение h_0 соответствует значению, вычисленному исходя из необходимой (требуемой) ширины зоны защиты, величина которой определяется высотой защищаемого сооружения и его размерами в плоскости, перпендикулярной оси молниеотводов.

Ширина зоны защиты b_x , м, на уровне h_x вычисляется по формулам:

$$b_x = 3(h_0 - 1,25h_x)$$

$$\text{при } 0 \leq h_x \leq \frac{2}{3} h;$$

$$b_x = 1,5(h_0 - h_x)$$

$$\text{при } h_x > \frac{2}{3} h.$$

Решая приведенные выше выражения относительно h_0 , получаем соответственно:

$$h_0 = \frac{b_x + 3,75h_x}{3}$$

$$h_0 = \frac{b_x + 1,5h_x}{1,5}$$

1,5

Зона защиты двойного стержневого молниеотвода (при расположении молниеприемников на разных уровнях) показана на рис. 186. Принцип построения зоны защиты данного типа молниеотвода сводится к следующему: вначале строится зона защиты молниеотвода большей высоты и торцевая часть зоны защиты второго молниеотвода. Далее от вершины молниеотвода меньшей высоты проводится горизонтальная линия до пересечения с образующей зоны защиты молниеотвода большей высоты. Полученная точка пересечения условно принимается за вершину фиктивного молниеотвода, высота которого соответствует высоте меньшего молниеотвода. Дальнейший ход расчета и построения зоны защиты аналогичен описанному выше для двух молниеотводов одинаковой высоты. Для определения внешних границ зоны защиты многократных молниеотводов используются те же приемы, что и для одиночного или двойного стержневых молниеотводов. При этом для расчета и построения внешних очертаний зоны молниеотводы берут попарно в определенной последовательности (например, для четырехкратного молниеотвода: 1—2, 2—3, 3—4, 4—1). При применении четырехкратного и более стержневого молниеотвода необходимо выполнение дополнительных условий, а именно:

1. для зданий и сооружений I и II категорий следует принимать $h_0 > h_x$ для попарно взятых молниеотводов по диагоналям многоугольника, образованного единичными молниеотводами;
2. для зданий и сооружений III категории допускается $D < 5h_a$ (D — длина диагонали многоугольника, составленного единичными молниеотводами).

Для молниеотводов высотой более 30 м величина D должна быть уменьшена путем введения коэффициента p .

5.3. Зона защиты тросовых молниеотводов

Конфигурация зоны защиты одиночного тросового молниеотвода показана на рис. 19.

$$r_x = 1,25(h_{mp} - 1,25h_x)$$

при $0 \leq h_x \leq \frac{2}{3} h_{mp}$;

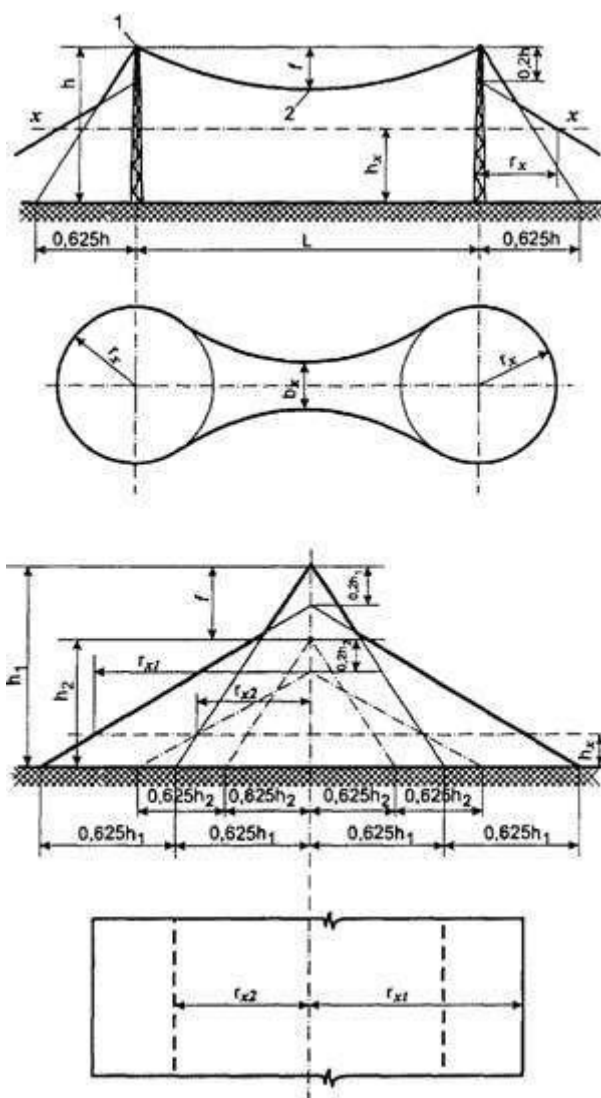


Рис. 19. Зона защиты тросового молниеотвода: 1 — тяжение троса в точке закрепления; 2 — положение троса в середине пролета (с учетом стрелы провеса)
Расчет параметров зоны, м, производится по формулам:

$$r_x = 0,625(h_{mp} - h_x)$$

при $h_x > \frac{2}{3} h_{mp}$.

При этом полная ширина зоны защиты (по аналогии со стержневыми молниеотводами именуемая радиусом защиты) при $h_x = 0$ определяется из выражения: $=2,5 h_{mp}$,

где

h_{mp} — высота троса (с учетом его стрелы провеса) над защищаемым объектом, м.

На рис. 20. приведена номограмма, по которой в зависимости от заданных величин h , h_x можно легко найти искомое значение $гх$.

При расчетах тросовых молниеприемников необходимо учитывать отклонение троса под воздействием ветрового напора.

Параметры зоны защиты двойного тросового молниеотвода определяются так же, как в одиночном тросовом молниеотводе. Область зоны в любом сечении между двумя параллельными тросами ограничивается дугой окружности, проходящей через тросы и точку, расположенную между ними на расстоянии $L/2$ на высоте h_0 от поверхности земли.

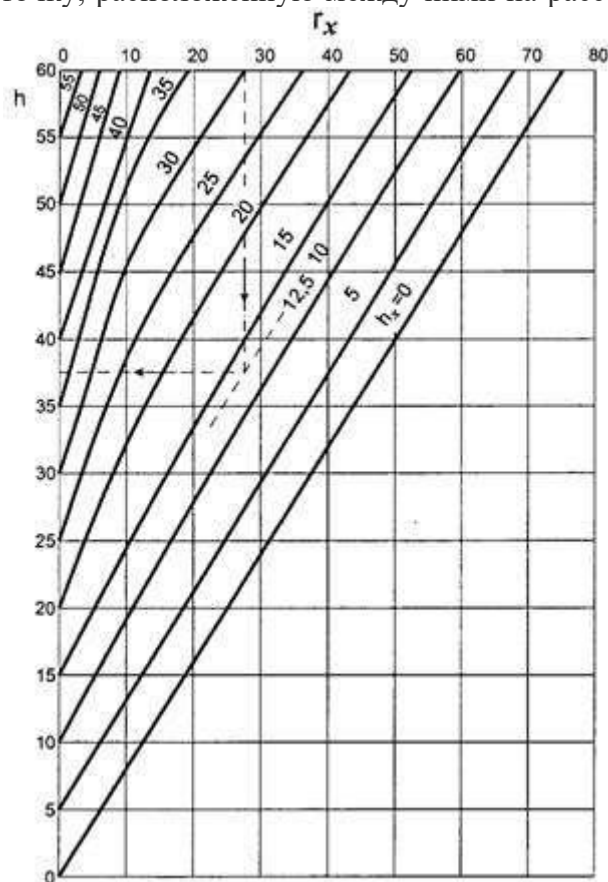


Рис. 20. Номограмма для определения радиуса защиты одиночного тросового молниеотвода

Величина h_0 , м, определяется по формуле:

$$h_0 = 3h_{\text{мр}} - \sqrt{4h_{\text{мр}}^2 + 0,25L^2}.$$

При разных высотах тросовых молниеотводов величина h_0 , м, вычисляется по формуле:

$$K = K_P \sim b\phi/4,$$

где $h_{\text{мр}}$ — высота меньшего молниеотвода, м; $b\phi$ — расстояние между меньшим и фиктивным молниеотводами, м.

Радиус дуги окружности, ограничивающий верхнюю часть зоны, равен:

$$R = 3h - h_0.$$

$$h = 0,6h_0 + \sqrt{0,16h_0^2 + 0,05L^2}.$$

При известных значениях h_0 и L высота молниеотвода, м, может быть определена по формуле:

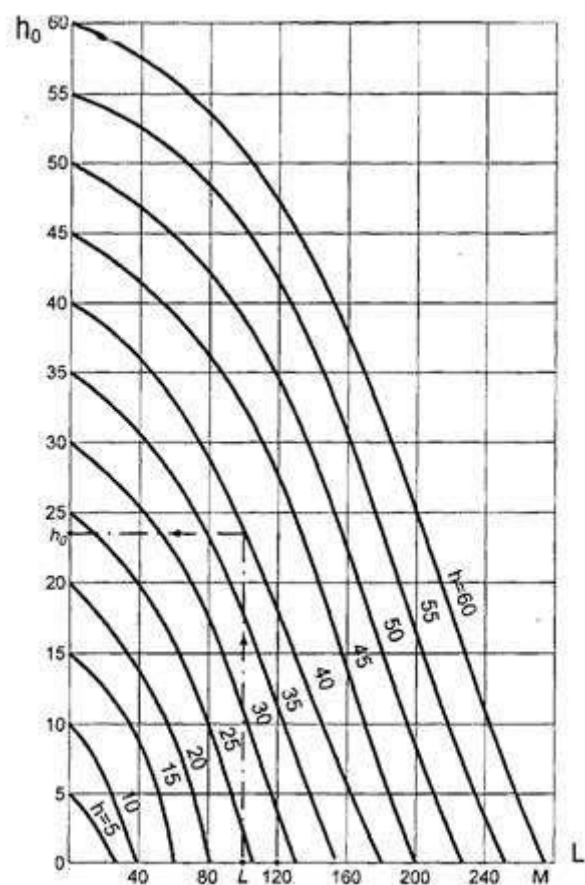


Рис. 21.

Расчет зоны молниезащиты одиночного стержневого молниеотвода

Номограмма для определения параметров зоны защиты двойного тросового молниеотвода

Тросовый молниеотвод может рассматриваться как двойной только при условии, если отношение $(L/h) < 4$.

На рис. 21. приведена номограмма для определения зоны защиты двойного тросового молниеотвода



Заземление – это соединения части электросети или оборудования с заземляющим устройством. Заземляющее устройство представляет собой заземлитель – проводящую часть, находящуюся в контакте с землей. Заземлитель может быть в виде металлических элементов сложной формы.

Качество заземления определяется значением сопротивления заземляющего устройства, которое можно снизить, увеличивая площадь заземлителей или проводимость среды.

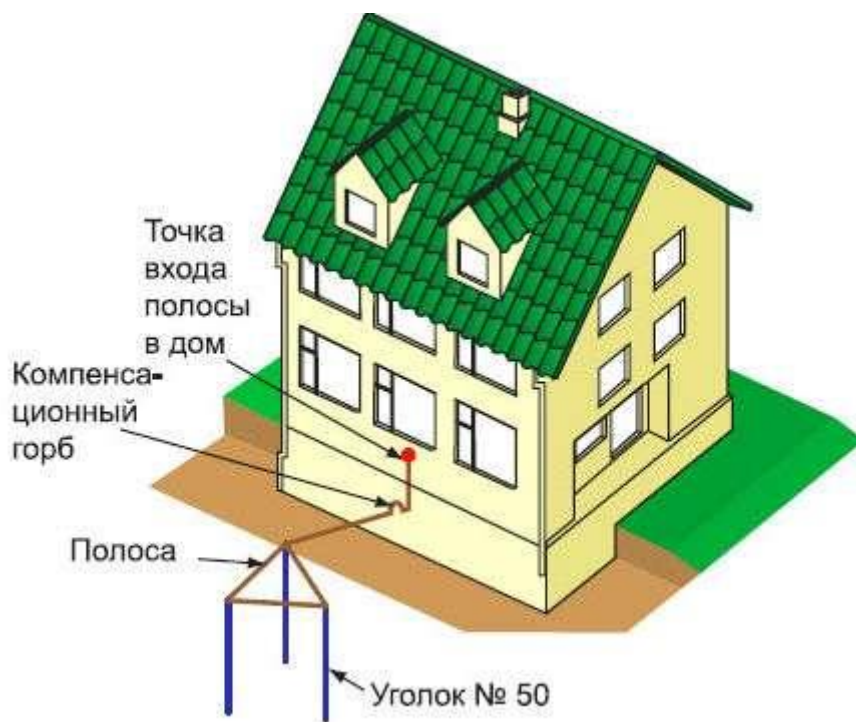
Расчет молниеотвода

Электрическое сопротивление заземляющего устройства предусматривается в проекте согласно требованиям Правил устройства электроустановок.

Такой контур заземления устанавливается в свободной от застройки зоне участка. Заземлению подлежат:

- бытовые электрические приборы единичной мощностью свыше 1,3 кВт;
- металлические корпуса ванн и душевых поддонов (они должны быть соединены металлическими проводниками с трубами водопровода);
- металлические корпуса сетильников, встраиваемых или устанавливаемых в подвесные потолки, выполненные с применением металла;
- металлические корпуса бытовых кондиционеров воздуха.

Заземлители устанавливаются до начала электромонтажных работ. Соединение арматуры фундаментов с арматурой стен должна выполнять строительная организация. Заземлители присоединяются к трубопроводам с помощью сварки либо хомута. Если невозможно использовать естественные заземлители, применяются заземлители искусственные. К ним относятся заземляющий контур, который создаётся как для заземления электроприборов, так и для молниезащиты.



Молниезащита — это система устройств, обеспечивающая безопасность здания при электрических разрядах в атмосфере. Её основная задача — изменение траектории разрядов молнии и гашение её энергии. Молниезащита включает:

- молниеприемник — устройство, принимающее разряд молнии;
- токоотвод — элементы распределения электрического разряда;
- заземлитель — устройство гашения электрического разряда.

Существует несколько схем молниезащиты. Схема на **основе стержневого молниеотвода** включает металлический стержень, соединенный кабелями с заземлителем. Молниеотвод **на основе пространственной сетки** устанавливается на крыше дома. Он распределяет и гасит разряд в случае прямого попадания. Схема на **основе натяжных систем** аналогична схеме стержневого молниеотвода, но при этом проводники натянуты по периметру защищаемой зоны.

Все вышеуказанные конструкции изготавливаются из стальных стержней, канатов или стальных сеток (диаметром не менее 6 мм). Элементы в узлах соединяются сваркой. Наиболее распространена конструкция стержневых молниеотводов поскольку они наиболее просты в изготовлении и обеспечивают надежность системы.

Молниеотводы на основе натяжных систем используют при устройстве кровель сложной формы. Пространственная сетка требует большего расхода материалов и сложнее в установке. Такой вид молниеотвода целесообразен, если крыша дома выше остальных объектов, находящихся в радиусе 50 м.

Тип молниеотвода (одиночный, двойной и многократный стержневой, одиночный и двойной тросовый) выбирают в зависимости от конструкции зданий и сооружений, их размеров, формы и взаимного расположения.

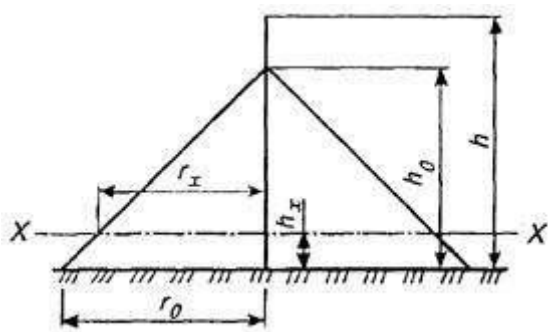


Рис. 29.1. Зона защиты одиночного стержневого молниеотвода высотой до 150м

Зона защиты молниеотвода представляет собой часть пространства, примыкающего к молниеотводу, внутри которого здание или сооружение защищено от прямых ударов молнии с определенной степенью надежности. Различают зоны защиты двух типов: А — со степенью надежности 99,5 % и выше; Б — со степенью надежности 95 % и выше. Для объектов сельскохозяйственного назначения, как правило, требуется зона Б.

Зона защиты одиночного стержневого молниеотвода высотой $h \leq 150$ м (рис.

Алгоритм расчета молниезащиты

29.1) представляет собой конус, вершина которого находится на высоте $h_0 < h$, а основание образует круг радиусом r_x . Для зоны типа А эти размеры определяют по формулам:

$$h_0 = 0,85h; \quad r_0 = (1,1 - 0,002h)h; \quad r_x = (1,1 - 0,002h)(h - h_x/0,85),$$

для зоны типа Б

$$h_0 = 0,92h; \quad r_0 = 1,5h; \quad r_x = 1,5(h - h_x/0,92).$$

При известных значениях h_x и r_x высота молниеотвода для зоны типа Б

$$h = (r_x + 1,63h_x)/1,5.$$

Зона защиты двойного стержневого молниеотвода высотой не более 150 м при расстоянии между единичными молниеотводами L изображена на рисунке 29.2. Два стержневых молниеотвода образуют слившуюся зону защиты при $L < 5A$. В ней величины h_0 , r_0 и r_x определяют так же, как для одиночного молниеотвода, а размеры зоны посередине между стержнями рассчитывают по следующим формулам.

Для зоны типа А:

при $L \leq h$

$$h_c = h_0 = 0,85h; \quad r_c = r_0 = (1,1 - 0,002h)h; \quad r_{cx} = r_x = (1,1 - 0,002h)(h - h_x/0,85);$$

при $A < L \leq 3h$

$$h_c = h_0 - (0,17 + 3 \cdot 10^{-4}h)(L - h); r_c = r_0; r_{cx} = r_0(h_c - h_x)/h_c.$$

Для зоны типа Б:

при $L \leq 1,5h$

$$h_c = h_0; r_{cx} = r_x; r_c = r_0;$$

при $1,5h < L < 5h$

$$h_c = h_0 - 0,14(L - 1,5h); r_c = r_0; r_{cx} = r_0(h_c - h_x/h_c)-$$

При известных r_c , L и $r_{cx} = 0$ высота молниеотвода для зоны защиты типа Б

$$h = (h_c + 0,14h)/1,13.$$

Если расстояние между стержневыми молниеотводами $L > 5h$, то их совместное защитное действие нарушается ($h_0 = 0$), поэтому их следует рассматривать как одиночные.

Зона защиты одиночного тросового молниеотвода высотой $h \leq 150$ м при расстоянии L между опорами приведена на рисунке 29.3. Принимают, что верхняя часть зоны защиты ограничена горизонтальной прямой, проведенной через точку максимального прогиба троса. Торцовые части зоны защиты аналогичны торцовым частям двойного стержневого молниеотвода.

Размеры зоны защиты одиночного тросового молниеотвода высотой $h \leq 150$ м рассчитывают по формулам:

для зоны типа А

$$h_0 = 0,85/h; r_0 = (1,35 - 0,0025h)h;$$

$$r_x = (1,35 - 0,0025h)(h - h_x/0,85);$$

для зоны типа Б

$$h_0 = 0,92h; \quad r_0 = 1,7A; \quad r_x = 1,7(h - h_x/0,92).$$

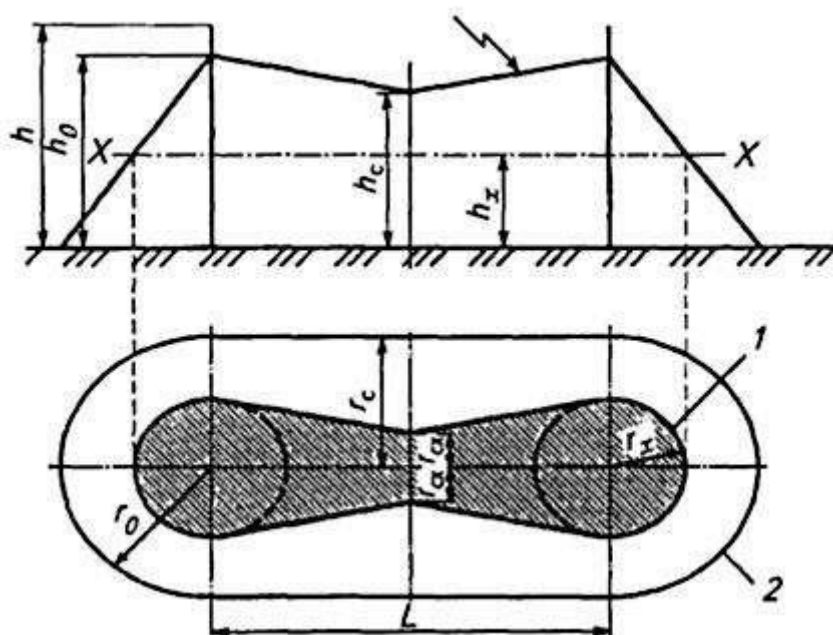


Рис. 29.2. Зона защиты двойного стержневого молниеотвода высотой до 150 м: 1 — граница зоны защиты на высоте h_x ; 2 — граница зоны защиты на уровне земли

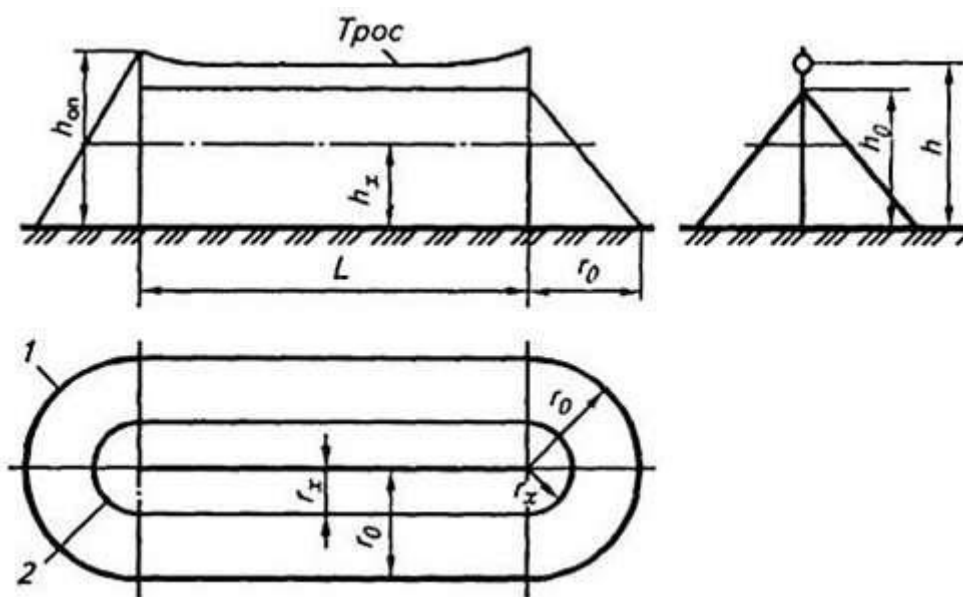


Рис. 29.3. Зона защиты одиночного тросового молниеотвода высотой до 150м:

1 — граница зоны защиты на уровне земли; 2 — граница зоны защиты на уровне h_x

При известных h_x и r_x высота одиночного тросового молниеотвода для зоны типа Б

$$h = (r_x + 1,85h_x)/1,7.$$

Высоту опор $h_{оп}$ выбирают с учетом стрелы прогиба. Для стального троса сечением 35...50 мм² стрела прогиба составляет 2м при расстоянии между опорами $L < 120$ м и 3 м при $120 \text{ м} \leq L \leq 150$ м. Высоту опор получают сложением расчетной высоты молниеотвода h и принятой стрелы прогиба. Следовательно, при $L < 120$ м высота опор $h_{оп} = h + 1$ м, при $L = 120 \dots 150$ м $h_{оп} = h + 3$ м.

Практическое занятие № 10. Изучение инструкций и правил по технике безопасности при обслуживании электрооборудования

Электрические установки и устройства должны быть в полной исправности, для чего в соответствии с правилами эксплуатации их нужно периодически проверять.

Нетокопроводящие части, могущие оказаться под напряжением в результате пробоя изоляции, должны быть надежно заземлены.

Запрещается проводить работы или испытания электрического оборудования и аппаратуры, находящихся под напряжением, при отсутствии или неисправности защитных средств, блокировки ограждений или заземляющих цепей. Для местного переносного освещения должны применяться специальные светильники с лампами на напряжение 12 В. Пользоваться неисправным или непроверенным электроинструментом (электросверлилками, паяльниками, сварочным и другими трансформаторами) запрещается. В помещениях с повышенной опасностью поражения электрическим током (сырые, с токопроводящими полами, пыльные) работы должны выполняться с особыми предосторожностями. Большое значение уделяется защитным средствам.

Отключение токоведущих частей. Отключают оборудование, которое требует ремонта, и те токоведущие части, к которым можно случайно прикоснуться или приблизиться на опасное расстояние. Отключенный участок должен иметь видимые разрывы с каждой стороны токоведущих частей, на которые может быть подано напряжение. Видимые разрывы обеспечивают отключенными разъединителями, выключателями нагрузки, рубильниками, снятыми предохранителями, отсоединенными перемычками или частями ошиновки.

При отключении напряжения необходимо выполнять меры безопасности (например, плавкие предохранители снимают с помощью изолированных клещей в диэлектрических перчатках и защитных очках).

Вывешивание запрещающих плакатов и ограждение неотключенных токоведущих частей. На отключенных коммутационных аппаратах вывешивают плакаты: "Не включать — работают люди!", "Не включать — работа на линии!", "Не открывать — работают люди!" (на приводах вентилей подачи воздуха); при необходимости на неотключенных токоведущих частях устанавливают ограждения.

Проверка отсутствия напряжения. Сначала снимают постоянные ограждения. Подключают переносное заземление к металлической шине, соединенной с заземляющим устройством. Указателем напряжения проверяют отсутствие напряжения, но перед этим необходимо обязательно проконтролировать его исправность, приблизив щуп (контакт-электрод) к находящейся под напряжением токоведущей части на расстояние, достаточное для появления свечения лампы (светодиода). Если она начинает светиться, значит указатель исправен.

Исправным указателем проверяют отсутствие напряжения между фазами, между каждой фазой и землей, между фазами и нулевым проводом. Если указатель покажет напряжение на токоведущей части, необходимо установить на место снятые ограждения и найти причину появления напряжения. Делать заключение об отсутствии на установке напряжения по показаниям сигнальных ламп, вольтметра нельзя, так как они являются только дополнительными средствами контроля.

Наложение и снятие заземления. После проверки отсутствия напряжения отключенные части немедленно заземляют с помощью переносного заземления, один конец которого уже был соединен с заземляющим устройством. При этом зажимы переносного заземления накладывают на отключенные токоведущие части сначала с помощью изолирующей штанги, а затем уже закрепляют эти зажимы штангой или вручную. Снимают заземление (после окончания работ) в обратном порядке: сначала с токоведущих частей, а затем с заземляющей шины с помощью изолирующей штанги. Все работы выполняют в диэлектрических перчатках.

Ограждение рабочего места и вывешивание плакатов безопасности. Вдоль пути от входа в электроустановку до места ремонтных работ устанавливают временные ограждения или переносные щиты, на которых (а также на постоянных ограждениях соседних ячеек) вывешивают предупреждающие плакаты ("Стоять — напряжение"), на месте работ — предписывающие плакаты ("Работать здесь", "Влезать здесь"). Работы в электроустановках должен выполнять обученный персонал, имеющий квалификационные группы электробезопасности (I - V), а технические мероприятия — оперативный персонал (один из них должен иметь квалификационную группу не ниже IV).

Организационные мероприятия при подготовке рабочего места и в период выполнения ремонтных работ включают: оформление наряда-допуска (наряда) или распоряжения; допуск к работе; надзор во время работы; занесение в журнал записей о перерывах в работе, переходов на другое рабочее место, об окончании работы.

Наряд-допуск (наряд) — составленное на специальном бланке распоряжение на безопасное проведение работы, определяющее ее содержание, место, время начала и окончания, необходимые меры безопасности, состав бригады и лиц, ответственных за безопасное выполнение работы.

5. КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ РАБОТЫ СТУДЕНТА НА ПРАКТИЧЕСКОМ ЗАНЯТИИ И ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

1. Критерии оценки выполнения практических заданий и лабораторных работ.

Оценка «отлично» ставится, если студент выполнил работу в полном объеме с соблюдением необходимой последовательности действий; в ответе правильно и аккуратно выполняет все записи, таблицы, рисунки, чертежи, графики, вычисления; правильно выполняет анализ ошибок.

Оценка «хорошо» ставится, если студент выполнил требования к оценке "5", но допущены 2-3 недочета.

Оценка «удовлетворительно» ставится, если студент выполнил работу не полностью, но объем выполненной части таков, что позволяет получить правильные результаты и выводы; в ходе проведения работы были допущены ошибки.

Оценка «неудовлетворительно» ставится, если студент выполнил работу не полностью или объем выполненной части работы не позволяет сделать правильных выводов;