

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

ПРАКТИКУМ

**по выполнению лабораторных работ
для студентов специальности
1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2019

УДК 621.1.016(075.8)
ББК 31.311я73
Т34

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 26.02.2019 г.)*

Составитель *Н. М. Кидун*

Рецензент: доц. каф. «Электроснабжение» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *О. Г. Широков*

Т34

Теплотехнические процессы и установки : практикум по выполнению лаборатор. работ для студентов специальности 1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)» днев. и заоч. форм обучения / сост. Н. М. Кидун. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2019. – 50 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-432-2.

Направлен на разъяснение физической сущности теплотехнических процессов, ознакомление студентов с методикой экспериментальных исследований, а также усвоение и закрепление теоретического материала по разделам курса. Сформулированы цели и содержание исследований, представлены теоретические обоснования практических заданий, приведены описания экспериментальных установок и стендов. Изложен порядок проведения работы и обработка полученных данных, даны контрольные вопросы для подготовки к защите работ.

Для студентов специальности 1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)» дневной и заочной форм обучения.

**УДК 621.1.016(075.8)
ББК 31.311я73**

ISBN 978-985-535-432-2

© Кидун Н. М., составление, 2019
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2019

Лабораторная работа № 1
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ВСПЫШКИ
И ВОСПЛАМЕНЕНИЯ НЕФТЕПРОДУКТОВ
В ОТКРЫТОМ ТИГЛЕ

Цель работы: ознакомиться с методикой определения температуры вспышки и воспламенения; определить температуру вспышки и воспламенения предложенного нефтепродукта; результаты проведения работы сопоставить с требованиями ГОСТ на испытуемый нефтепродукт по данному показателю качества.

Теоретическая часть

Пары горючего могут воспламениться от открытого пламени, разрядов статического электричества, при попадании горючего на нагретую поверхность или от искры при ударе.

Огнеопасность горючего оценивается температурами вспышки, воспламенения и самовоспламенения, температурными пределами образования взрывоопасных смесей паров горючего с воздухом и концентрацией взрывоопасных смесей.

Температурой вспышки называется минимальная температура, при которой пары нефтепродукта образуют с воздухом смесь, способную к кратковременному образованию пламени при поднесении к ней внешнего источника воспламенения (пламени, электрической искры и т. п.). Вспышка представляет собой слабый взрыв, который возможен в строго определенных концентрационных пределах в смеси углеводородов с воздухом. Температура вспышки керосинов, дизельных топлив, смазочных масел, мазутов и других тяжелых нефтепродуктов характеризует нижний предел взрываемости. Температура вспышки бензинов, давление паров которых при комнатных температурах значительно, обычно характеризует верхний предел взрываемости. Как всякая условная характеристика, температура вспышки зависит от конструкции прибора и условий определения. Кроме того, на ее значение влияют внешние условия – атмосферное давление и влажность воздуха. Температура вспышки возрастает с увеличением атмосферного давления.

Различают верхний и нижний температурные пределы образования взрывоопасных смесей.

Нижним температурным пределом называется минимальная температура, при которой пары горючего образуют взрывоопасную смесь.

Обычно эта температура равна температуре вспышки, определенной в закрытом тигле.

Верхним температурным пределом называется максимальная температура горючего, при которой смесь паров горючего с воздухом еще сохраняет взрывные свойства. При дальнейшем повышении температуры смесь переобогащается парами горючего настолько, что становится негорючей.

По температуре вспышки нефтепродукты делятся на легковоспламеняющиеся и горючие. К легковоспламеняющимся относятся нефтепродукты, имеющие температуру вспышки паров не более 66 °С в открытом тигле (не более 61 °С в закрытом тигле). К горючему классу относятся нефтепродукты с температурой вспышки более 66 °С в открытом тигле (более 61 °С в закрытом тигле).

Температурой воспламенения называется минимальная температура, при которой пары испытуемого продукта при внесении внешнего источника воспламенения образуют устойчивое незатухающее пламя не менее 5 с. Температура воспламенения всегда выше температуры вспышки, часто довольно значительно – на несколько десятков градусов.

Температурой самовоспламенения называется минимальная температура, при которой пары нефтепродуктов в смеси с воздухом воспламеняются без внешнего источника воспламенения. На этом свойстве нефтепродуктов основана работа дизельных двигателей внутреннего сгорания. Температура самовоспламенения выше температуры вспышки на несколько сотен градусов.

Температура самовоспламенения нефтепродукта с увеличением его молекулярной массы уменьшается: если бензины самовоспламеняются при температурах выше 500 °С, то дизельные топлива – при 300–330 °С.

По температурам вспышки, воспламенения и самовоспламенения оценивают пожаро- и взрывоопасность нефти и нефтепродуктов.

Стандартизованы два метода определения температуры вспышки нефтепродуктов в открытом (ГОСТ 4333–87) и закрытом (ГОСТ 6356–75) тиглях. Разность температур вспышки одних и тех же нефтепродуктов при определении в открытом и закрытом тиглях весьма велика. В последнем случае требуемое количество нефтяных паров накапливается раньше, чем в приборах открытого типа. Кроме того, в открытом тигле образовавшиеся пары свободно диффундируют в воздух.

Схема установки и порядок выполнения работы

Сущность метода определения температуры вспышки в открытом тигле по ГОСТ 4333–87 заключается в нагревании пробы нефтепродукта в открытом тигле с установленной скоростью до тех пор, пока не произойдет вспышка паров нефтепродукта над его поверхностью от зажигательного устройства (температура вспышки), и пока при дальнейшем нагревании не произойдет загорания продукта с продолжительностью горения не менее 5 с (температура воспламенения).

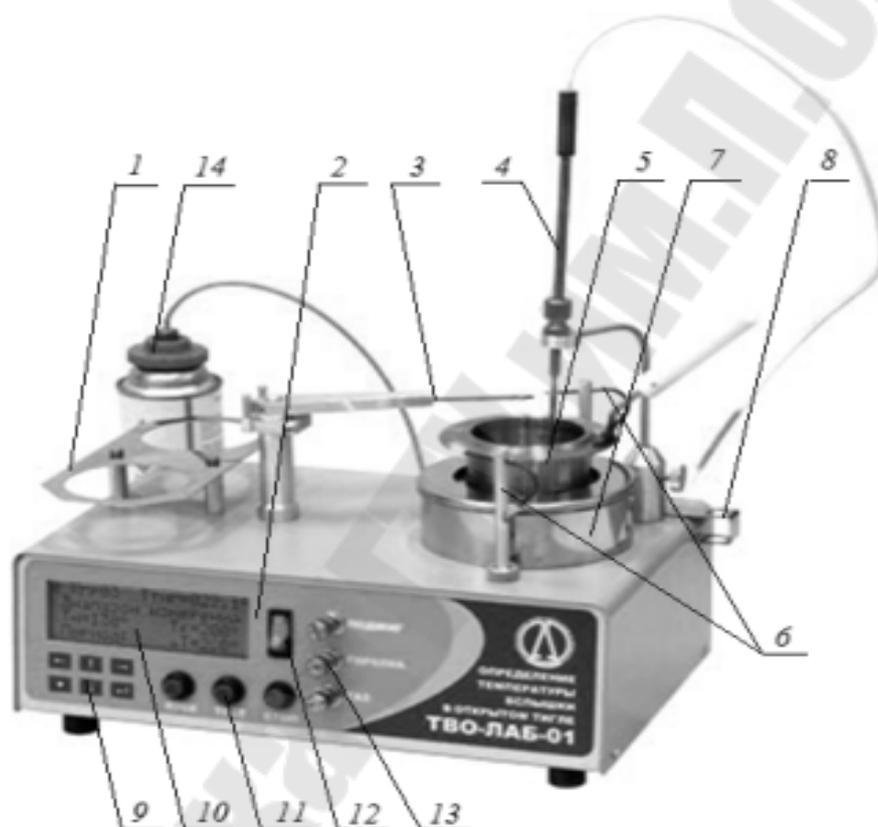


Рис. 1.1. Аппарат для определения температуры вспышки в открытом тигле ТВО-ЛАБ-01:
1 – подставка под тигель; 2 – панель управления;
3 – основная горелка; 4 – датчик температуры;
5 – открытый тигель; 6 – вспомогательные горелки;
7 – нагреватель; 8 – держатель для датчика температуры;
9 – клавиши для ввода и редактирования; 10 – графический дисплей; 11 – кнопки управления режимами работы аппарата;
12 – выключатель электропитания; 13 – газовые вентили;
14 – газовый баллон

1. Включить аппарат выключателем электропитания.
2. Исследуемый обезвоженный нефтепродукт поместить в предварительно промытый бензином и высушенный тигель так, чтобы уровень жидкости находился на уровне метки на внутренней стороне тигля.
3. Установить тигель в аппарат.
4. Открыть вентиль «ГАЗ» на 3–4 оборота. Открыть вентиль «ГОРЕЛКА» и зажечь рабочую горелку. Открыть вентиль «ПОДЖИГ» и зажечь две вспомогательные горелки.
5. Нажать кнопку «Пуск» для начала эксперимента, при этом начнется нагрев образца, а на дисплее будет отображаться ход эксперимента.
6. В процессе эксперимента аппарат разогревает образец до начальной температуры интервала измерений T_n , после чего начинается периодическое прохождение горелки над тиглем через промежуток, определяемый приращением температуры ΔT . За $0,5^\circ\text{C}$ до очередного прохождения горелки подается звуковой сигнал.
7. Момент вспышки зафиксировать визуально (при появлении первого синего пламени над поверхностью нефтепродукта). Текущая температура образца $T_{\text{тиг}}$, отображаемая на дисплее в момент появления вспышки, и будет являться температурой вспышки образца.
8. Продолжить эксперимент до момента воспламенения образца (загорания продукта с продолжительностью горения не менее 5 с), после чего нажать кнопку «СТОП» и погасить пламя в тигле при помощи пламягасителя. Отображаемое на дисплее после окончания эксперимента значение $T_{\text{вспышки}}$ и будет температурой воспламенения образца.
9. По окончании работы закрыть вентили «ПОДЖИГ», «ГОРЕЛКА» и «ГАЗ».

Обработка результатов эксперимента

1. При барометрическом давлении, отличающемся от давления 760 мм рт. ст. на 15 мм рт. ст. и более, вводят найденную температурную поправку Δt по табл. 1.1:

$$\Delta t = 0,354 (760 - P), \quad (1.1)$$

где P – барометрическое давление в момент испытания, мм рт. ст.

2. Результаты проведения работы необходимо сопоставить с требованиями ГОСТ на испытуемый нефтепродукт по данному показателю качества (см. приложение).

Поправки на барометрическое давление

Барометрическое давление, мм рт. ст.	Поправка, °С
630–658	+4
659–687	+3
688–716	+2
717–745	+1
775–803	–1

Контрольные вопросы

1. Что называют температурой вспышки, воспламенения и самовоспламенения?
2. От чего зависит температура вспышки?
3. Что называют верхним и нижним температурными пределами образования взрывоопасных смесей?
4. Какие нефтепродукты различают по температуре вспышки?
5. Что оценивают по температурам вспышки, воспламенения и самовоспламенения, какая из них больше?
6. Методы определения температуры вспышки.

Лабораторная работа № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО ПРОЦЕССА В ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

Цель работы: исследовать процесс теплопередачи опытного теплообменника «труба в трубе» при прямоточном и противоточном движении теплоносителей; определить коэффициент теплопередачи.

Теоретическая часть

Перенос тепла от одной подвижной среды (горячей) к другой (холодной) через однослойную или многослойную твердую стенку любой формы называется **теплопередачей**.

Теплопередача представляет собой сложный процесс, в котором теплота передается всеми способами: теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Рассмотрим плоскую однослойную стенку, представленную на рис. 2.1.

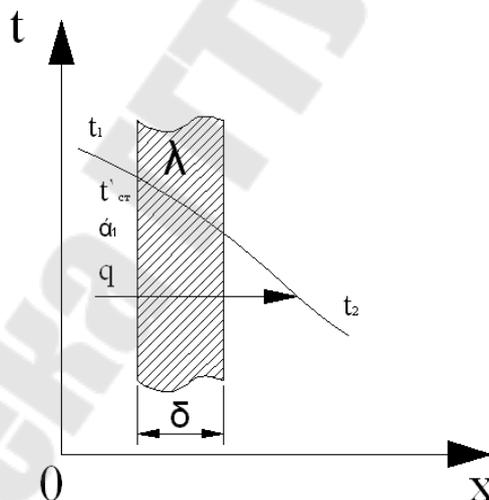


Рис. 2.1. Стенка однослойная

Количество теплоты, переданное горячим теплоносителем стенке путем конвективного теплообмена, определяется по уравнению Ньютона–Рихмана:

$$q = \alpha_1(t_1 - t_{ср}), \text{ Вт/м}^2. \quad (2.1)$$

Тепловой поток, переданный теплопроводностью через плоскую стенку, определяется уравнением

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t'_{\text{ст}} - t''_{\text{ст}}), \text{ Вт/м}^2. \quad (2.2)$$

Тепловой поток, переданный от второй поверхности стенки к холодному теплоносителю, определяется по той же формуле конвективного теплообмена:

$$q = \alpha_2 (t''_{\text{ст}} - t_2), \text{ Вт/м}^2. \quad (2.3)$$

Величины q в уравнениях (2.1)–(2.3) одинаковы, так как, сколько теплоты воспринимает стенка при стационарном режиме, столько же она и отдает. Решая уравнения (2.1)–(2.3) относительно q , получим:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (2.4)$$

В уравнении (2.4) величина $\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$ обозначается буквой k , выражается в $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ и называется *коэффициентом теплопередачи*:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}). \quad (2.5)$$

Тогда

$$q = k(t_1 - t_2), \text{ Вт/м}^2. \quad (2.6)$$

Полученное уравнение (2.6) называется *уравнением теплопередачи*. Числовое значение коэффициента теплопередачи выражается количеством теплоты, проходящей через единицу поверхности стенки в единицу времени от горячего к холодному теплоносителю при разности температур между ними в 1° .

В случае передачи теплоты через многослойную плоскую стенку плотность теплового потока будет:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.7)$$

где $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумма термических сопротивлений всех слоев стенки.

Коэффициент теплопередачи через многослойную плоскую стенку:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (2.8)$$

При передаче тепла через хорошо проводящие теплоту тонкие металлические стенки тепловым сопротивлением стенок можно пренебречь, и тогда уравнение (2.8) примет вид

$$k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ Вт/м}^2. \quad (2.9)$$

Основным расчетным уравнением теплообменников является уравнение теплопередачи:

$$Q = kF\Delta t_{cp}, \text{ Вт}, \quad (2.10)$$

где Q – количество теплоты, передаваемое от горячей к холодной среде; F – площадь, через которую передается теплота, м^2 ; Δt_{cp} – средняя разность температур (средний температурный напор) между горячей и холодной средой, $^{\circ}\text{C}$.

Величина Q определяется из уравнения теплового баланса, которое показывает, что при отсутствии тепловых потерь количество теплоты, отдаваемое горячей средой, равно количеству теплоты, воспринимаемому холодной средой:

$$Q = M_{\Gamma} c_{\Gamma} (t_{\Gamma}^{\text{BX}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}) = M_{\text{X}} c_{\text{X}} (t_{\text{X}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{X}}^{\text{BX}}), \quad (2.11)$$

где M – массовый расход среды, кг/с ; c – средняя массовая теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$ (для воды $c = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$); $\Delta t_{\Gamma} = t_{\Gamma}^{\text{BX}} - t_{\Gamma}^{\text{ВЫХ}}$ – падение температуры греющей среды, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{\text{X}} = t_{\text{X}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{X}}^{\text{BX}}$ – повышение температуры нагреваемой среды, $^{\circ}\text{C}$.

Водяные эквиваленты: $W_{\Gamma} = M_{\Gamma} c_{\Gamma}$, $W_{\text{X}} = M_{\text{X}} c_{\text{X}}$, тогда $Q = W_{\Gamma} \Delta t_{\Gamma} = W_{\text{X}} \Delta t_{\text{X}}$.

Изменение температур в теплообменнике больше у той среды, водяной эквивалент которой меньше.

Средний температурный напор между средами определяется по следующей зависимости:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (2.12)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ – большая разность температур между холодной и горячей средой; $\Delta t_{\text{м}}$ – меньшая разность температур.

Если $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} < 1,7$, то $\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}$. (2.13)

На рис. 2.2 показана графическая зависимость температур теплоносителей по длине теплообменного аппарата.

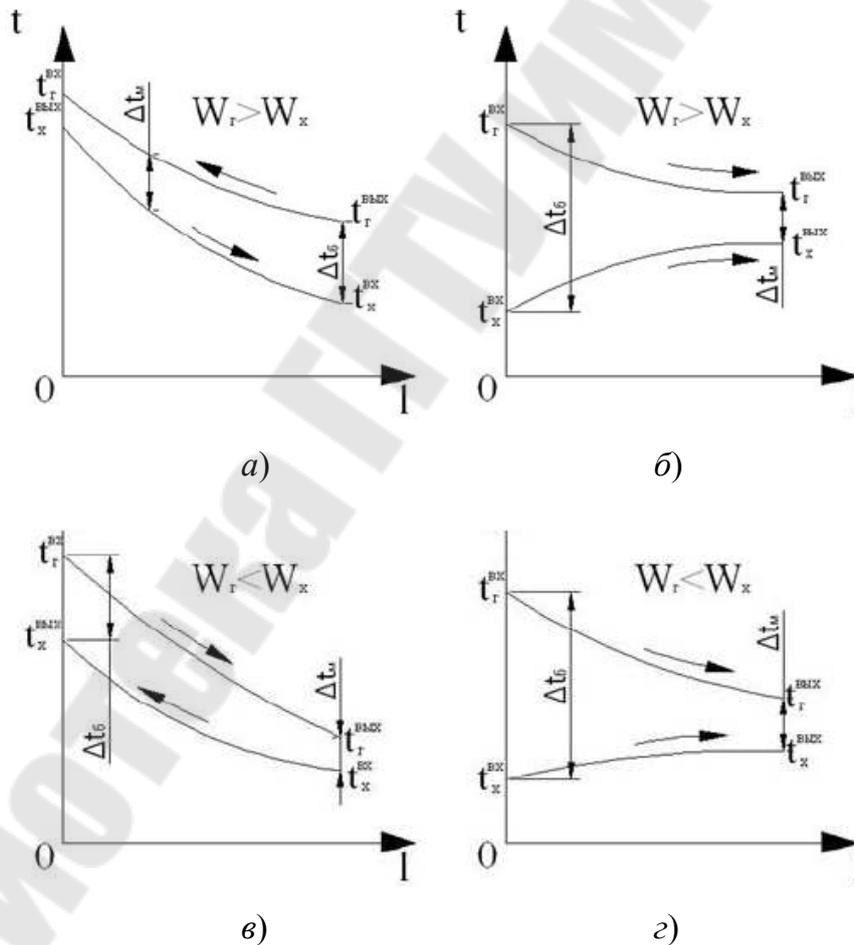


Рис. 2.2. Графическая зависимость температур теплоносителей по длине теплообменника:
 а, в – противоток; б, г – проток

Схема и описание лабораторной установки

Реализация целей работы достигается исследованием процесса теплопередачи опытного теплообменника «труба в трубе» для схем прямоточного и противоточного движения теплоносителей.

Опытный теплообменник (рис. 2.3) является поверхностным рекуперативным гладкотрубным аппаратом типа «труба в трубе». Конструктивно представляет собой две стальные трубы, размещенные коаксиально одна в другой. Материальное исполнение труб – нержавеющая сталь. Теплоотдающая длина малой трубы $l = 500$ мм. Внутренний диаметр этой трубы $d_1 = 12$ мм; наружный диаметр $d_2 = 13$ мм; толщина стенки трубы $\delta = 0,5$ мм.

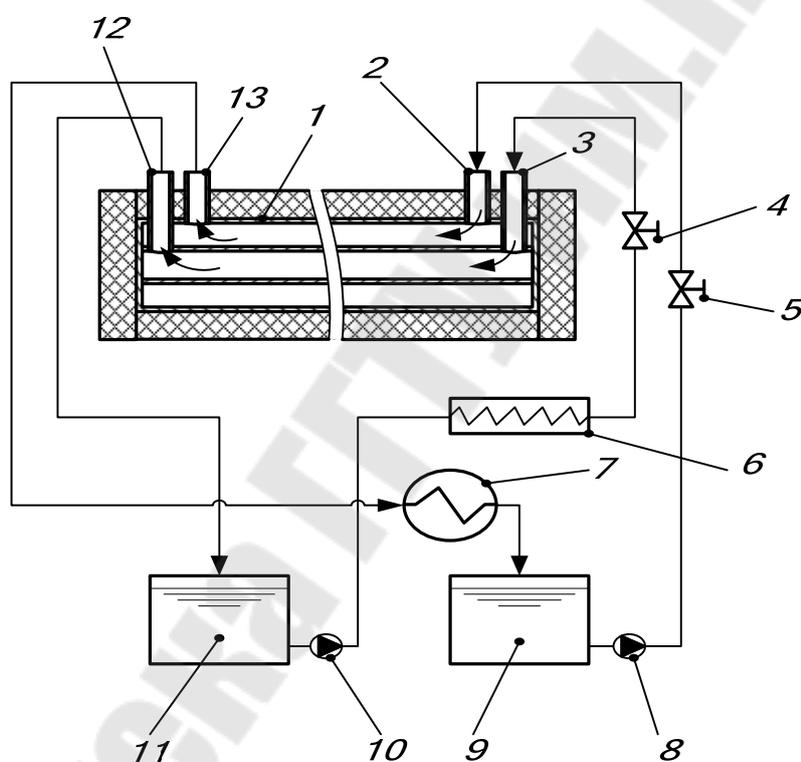


Рис. 2.3. Экспериментальная установка:

1 – опытный теплообменник; 2, 13 – датчики температур холодной воды; 3, 12 – датчики измерения температур горячей воды; 4 – вентиль на трубопроводе горячей воды; 5 – вентиль на трубопроводе холодной воды; 6 – электроподогреватель; 7 – трубчато-ребристый теплообменник; 8, 10 – насосы холодной и горячей воды; 9 – бак холодной воды; 11 – бак теплой воды

Площадь поверхности теплообмена:

$$F = \pi d_2 l = 3,14 \cdot 0,013 \cdot 0,5 = 2,04 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Внутренний диаметр наружной трубы (трубы большого диаметра) $D_{\text{вн}} = 23,8$ мм, толщина ее стенки – 0,6 мм, наружный диаметр $D_{\text{нар}} = 25$ мм. Все наружные поверхности теплообменника теплоизолированы.

Горячая вода движется внутри трубы малого диаметра, а нагреваемая (холодная) вода движется в кольцевом зазоре, ширина которого $c = D_{\text{вн}} - d_2 = 23,8 - 13 = 10,8$ мм.

Схема подсоединения опытного теплообменника 1 к замкнутой водоводяной системе стенда изображена на рис. 2.3 для случая прямого движения теплоносителей.

Теплая вода из бака 11 насосом 10 направляется в подогреватель 6 и далее при открытом вентиле 4 поступает внутрь малой трубы теплообменника, охлаждается, передавая тепло холодной воде, и затем обратно в бак 11. Изменение температуры горячей воды на входе в теплообменник осуществляется термопреобразователем 3, а на выходе из него – термопреобразователем 12. Холодная вода из бака 9 насосом 8 при открытом вентиле 5 поступает в кольцевой зазор опытного теплообменника, подогревается в нем и далее проходит воздушный трубчаторебристый теплообменник 7, в котором охлаждается, передавая тепло принудительному потоку окружающего воздуха, а затем поступает в бак 9. Температуры подогреваемой воды на входе и выходе из кольцевого зазора опытного теплообменника измеряются посредством термопреобразователей 2 и 13.

Порядок выполнения работы

Эксперимент проводится при заданной температуре горячей воды на входе в теплообменник. Вентиль 4 на линии горячей воды полностью открыт, а вентиль 5 на линии холодной воды находится в среднем положении. После этого включаются насосы и осуществляется первая запись показаний приборов: объемный расход горячей воды V_1 , л/с; то же холодной воды – V_2 , л/с; температур потоков воды t'_1 , t''_1 , t'_2 , t''_2 , °С, которые высвечиваются горячей индикацией на приборах.

Эта запись показаний соответствует времени $\tau = 0$ с. Далее через каждые 10–15 мин повторяется запись указанных параметров до наступления стационарного теплового режима, о достижении которого судят

по установившимся показаниям температур. Запись при этом режиме является последней и по этим результатам выполняется последующая обработка результатов эксперимента. Записи заносят в табл. 2.1.

Погрешность измерения температур воды – $\pm 0,25$ °С; расходов воды – $\pm 0,001$ л/с.

Таблица 2.1

Значения измеренных величин

Номер опыта	τ , мин	Схема движения	Показания приборов						
			V_1 , л/с	V_2 , л/с	t'_1 , °С	t''_1 , °С	t'_2 , °С	t''_2 , °С	

Порядок операций по включению установки в работу

1. Убедиться в том, что переключатели SA1, SA2 (Насос-1), SA4 (Насос-2), SA5, SA6, SA14–SA16 установлены в положение «0» (выключены).

2. На блоке переключателей «СЕТЬ» перевести сначала тумблер QF1 в положение «вкл» (вверх), а затем тумблер QF2 также в положение «вкл» (вверх).

3. Установить индикацию стенда «L7».

4. Включить терморегулятор бака горячей воды клавишным переключателем SA6 (перевести в положение «вкл»).

5. На измерителе-регуляторе температуры горячей воды (находится возле переключателя SA6) установить температуру горячей воды по указанию преподавателя не выше 70 °С. Это выполняется следующим образом: нажатием клавиши «ПРОГ» выводится на экран значение заданной температуры, о чем свидетельствует горящая индикация у символа «Г», затем клавишами «^» или «v» задается требуемая температура, которая сохраняется в памяти прибора автоматически.

6. Включить терморегулятор бака холодной воды клавишным переключателем SA5 (перевести в положение «вкл»).

7. На измерителе-регуляторе температуры холодной воды (находится возле переключателя SA5) установить температуру холодной воды, равную температуре окружающего воздуха, в порядке как при установке температуры горячей воды.

8. Для включения насоса холодной воды перевести выключатель SA2 (Насос-1) в положение «1» («вкл»);

9. Для включения насоса горячей воды перевести выключатель SA4 (Насос-2) и тумблер SA3 (поток) в нижнее положение.
10. Провести замеры температуры и объемных расходов.

Порядок операций по выключении установки

1. Переводом выключателя SA6 в положение «0» выключить терморегулятор бака горячей воды.
2. Переводом выключателя SA5 в положение «0» выключить терморегулятор бака холодной воды.
3. Перевести тумблер SA3 в среднее положение и переключатель SA4 (Насос-2) в положение «0».
4. Переключатель SA2 (Насос-1) перевести в положение «0».
5. Вывести установку из работы последовательным переводом QF2 и QF1 в положение «выкл» (нижнее).

Обработка результатов эксперимента

1. Определить средние значения температур $t_1 = 0,5(t'_1 + t''_1)$ и $t_2 = 0,5(t'_2 + t''_2)$.

Определить физические свойства воды при атмосферном давлении: по значению t_1 находят для горячей воды плотность ρ_1 , кг/м³ и теплоемкость c_1 , кДж/(кг · град). Аналогично по значению t_2 из справочника С. Л. Ривкина «Термодинамические свойства воды и водяного пара» находят ρ_2 , c_2 .

2. Вычисляют массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с:

$$G_1 = \frac{V_1 \rho_1}{1000};$$

$$G_2 = \frac{V_2 \rho_2}{1000}.$$

3. Тепловой поток, переданный горячей водой, кВт:

$$Q_1 = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1).$$

4. Тепловой поток, воспринимаемый холодной водой, кВт:

$$Q_2 = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2).$$

5. Тепловые потери в окружающую среду, кВт:

$$Q_n = Q_1 - Q_2.$$

6. Вычисляют по формуле (2.12) или (2.13) средний температурный напор для принятой схемы движения теплоносителей. На рис. 2.2 схематично изображено, как определяется большая и меньшая разность температур двух сред в зависимости от схемы движения теплоносителей.

7. По формуле (2.10) находим значение коэффициента теплопередачи.

Контрольные вопросы

1. Механизм теплопередачи через плоскую однослойную стенку.
2. Закон Ньютона–Рихмана.
3. Уравнение теплопередачи, его вывод.
4. Коэффициент теплопередачи многослойной и хорошо проводящей стенки.
5. Уравнение теплового баланса.
6. Как определяется средний температурный напор?

Лабораторная работа № 3

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Цель работы: ознакомиться с поршневым компрессором и его техническими характеристиками, построением процессов компрессора в PV - и TS -диаграммах; определить степень сжатия, техническую работу и другие характеристики компрессора.

Теоретическая часть

Одноступенчатый компрессор

Компрессором называется установка, предназначенная для сжатия и перемещения газов по трубопроводу.

Конструктивно компрессоры подразделяются на объемные (статического сжатия за счет уменьшения объема газа) и лопаточные (динамического сжатия за счет преобразования кинетической энергии движущегося газа в потенциальную энергию давления). К объемным компрессорам можно отнести поршневые, мембранные, ротационные; к лопаточным – осевые и центробежные. Так как с термодинамической точки зрения процессы в объемных и лопаточных компрессорах не отличаются, рассмотрим их на примере поршневого компрессора (рис. 3.1).

В цилиндре 2 движется поршень 1, совершающий возвратно-поступательное движение. При движении поршня вправо происходит всасывание газа 4–1 через открытый всасывающий клапан 3 при практически постоянном давлении p_1 . После того как поршень дойдет до крайнего правого положения (нижней мертвой точки), процесс всасывания заканчивается, клапан 3 закрывается и поршень начинает двигаться влево. Происходит сжатие газа 1–2. Когда давление газа в цилиндре достигает значения, несколько превышающего давление в баллоне сжатого газа (ресивере), нагнетательный клапан 4 открывается и происходит нагнетание 2–3 сжатого газа в ресивер. Дойдя до крайнего левого положения (верхней мертвой точки), поршень вновь начинает двигаться вправо и процесс повторяется.

В PV -диаграмме на рис. 3.1 показаны: работа всасывания l_{41} – вертикальная штриховка; работа сжатия l_{12} – косая штриховка и работа нагнетания l_{23} – горизонтальная штриховка. Сумма этих работ дает так называемую техническую работу компрессора:

$$l_T = l_{41} + l_{12} + l_{23} = \text{пл}12341. \quad (3.1)$$

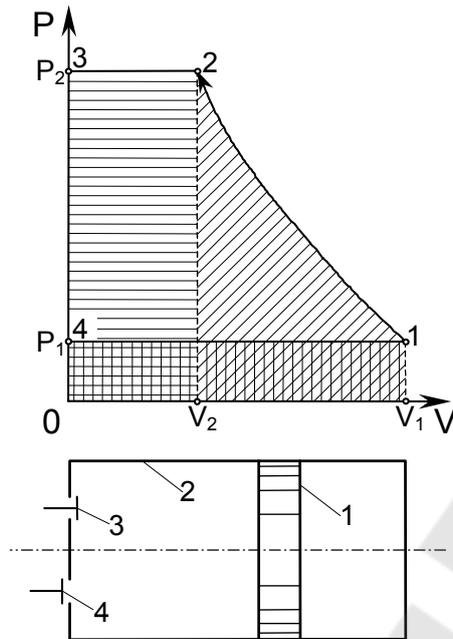


Рис. 3.1. Поршневой компрессор

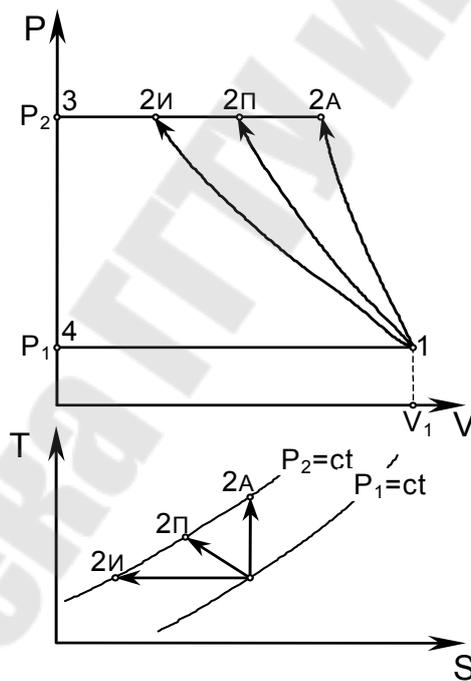


Рис. 3.2. Процессы сжатия в PV - и TS -диаграммах

Можно представить три возможных термодинамических процесса сжатия в компрессоре (рис. 3.2): изотермический $1-2_{и}$, адиабатный $1-2_{а}$ и политропный $1-2_{п}$. Так как техническая работа в PV -диаграмме представляет собой площадь цикла 12341 (3.1), то минимальная техническая работа будет при изотермическом сжатии, а максимальная – при адиабатном (см. рис. 3.2). Изотермическое сжатие можно представить при

идеальном охлаждении компрессора, а адиабатное – при идеально изолированного компрессора (нет теплообмена между сжимаемым газом и окружающей средой). Но ни идеальное охлаждение, ни идеальную изоляцию осуществить невозможно, поэтому в реальном компрессоре сжатие газа происходит по политропе $1-2п$, располагающейся между изотермой $1-2и$ и адиабатой $1-2а$; очевидно показатель этой политропы $1 < n < k$.

Реальный одноступенчатый компрессор

В реальном компрессоре имеется так называемый вредный объем V_3 , из-за которого не весь сжатый газ нагнетается в ресивер. Вредный объем – это объем зазора между днищем поршня в его крайнем левом положении (верхней мертвой точке) и головкой цилиндра с клапанами. Этот зазор необходим для безударной работы компрессора. На рис. 3.3 изображены термодинамические процессы реального одноступенчатого компрессора, где p_1 и p_2 – давление в окружающей среде и в ресивере. Сжатие газа $1-2$ происходит до давления несколько выше p_2 , необходимого для открытия нагнетательного клапана. После нагнетания $2-3$ оставшийся во вредном объеме V_3 газ расширяется до V_4 при обратном ходе поршня. Для начала всасывания $4-1$ давление в цилиндре должно стать несколько ниже атмосферного, что необходимо для открытия всасывающего клапана. Рабочий объем цилиндра, м³:

$$V_h = \pi d^2 S / 4. \quad (3.2)$$

Это объем цилиндра между крайними положениями поршня (между ВМТ и НМТ). Здесь d – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м. На рис. 3.3 представлена так называемая индикаторная диаграмма компрессора, которая снимается с помощью механического индикатора. По ней с помощью планиметра определяется площадь индикаторной диаграммы f_i , представляющая собой индикаторную (внутреннюю) работу компрессора L_i за один оборот вала компрессора. Тогда индикаторная (внутренняя) мощность привода компрессора, Вт:

$$N_i = L_i n, \quad (3.3)$$

где L_i – индикаторная работа, Дж/об; n – число оборотов вала компрессора, об/с.

По определенным с помощью механического индикатора площади диаграмме f_i , мм² и рабочему объему цилиндра V_h , мм, определяется среднее индикаторное давление газа в цилиндре p_i , МПа:

$$p_i = f_i m / V_h, \quad (3.4)$$

где $m = 0,1$ МПа/мм – масштаб пружины механического индикатора.

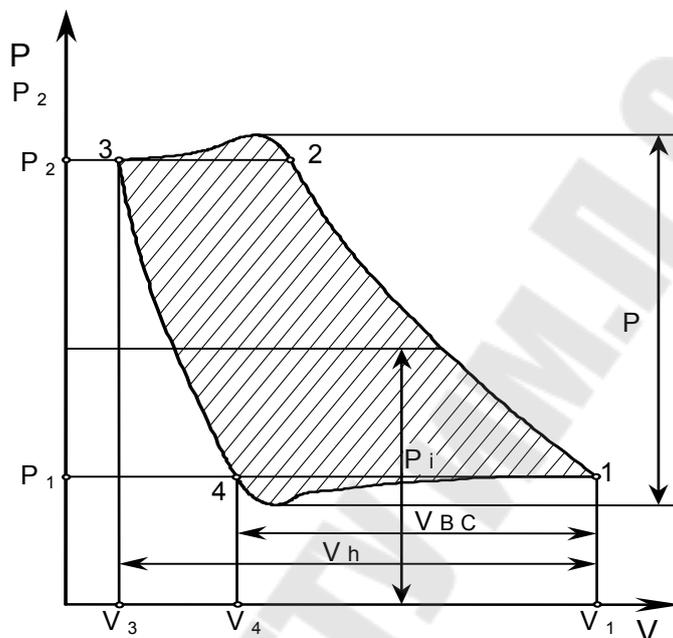


Рис. 3.3. Реальные процессы в одноступенчатом компрессоре

Схема и описание лабораторной установки

Компрессор (рис. 3.4) состоит из следующих основных сборочных единиц и деталей: блока поршневого, ресивера (воздухосборника) 1, прессостата 2, манометра 3, воздухопровода сброса давления 4, нагнетательного воздухопровода 5, клапана предохранительного 6, клапана обратного 7, крана слива конденсата 8, колес и амортизаторов 9, регулятора давления воздуха, подаваемого потребителю 10.

Блок поршневой – поршневого типа, одноступенчатый с воздушным охлаждением – предназначен для выработки сжатого воздуха. Смазка трущихся поверхностей деталей блока поршневого осуществляется разбрызгиванием масла. Заливка масла в картер производится через отверстие в крышке картера, слив масла – через отверстие в днище картера, закрытое пробкой.

Ресивер (воздухосборник) 1 служит для сбора сжатого воздуха, устранения пульсации давления, отделения конденсата и масла. Ресивер является также корпусом, на котором смонтированы узлы и детали компрессора. Ресивер имеет штуцеры для установки прессостата 2, обратного клапана 7, крана слива конденсата 8.

Электродвигатель входит в состав блока поршневого и составляет единое целое.

Прессостат 2 служит для обеспечения работы компрессора в автоматическом режиме, поддержания давления в ресивере. Воздухопровод сброса давления 4 служит для сбрасывания сжатого воздуха из нагнетательного воздухопровода 5 после остановки блока поршневого с целью облегчения его последующего запуска.

Клапан предохранительный 6 служит для ограничения максимального давления в ресивере и отрегулирован на давление открывания, превышающее давление нагнетания не более, чем на 10 %. Обратный клапан 7 обеспечивает подачу сжатого воздуха только в направлении от блока поршневого к ресиверу. Кран слива конденсата 8 служит для удаления конденсата из ресивера. Манометр 3 предназначен для контроля давления в ресивере.

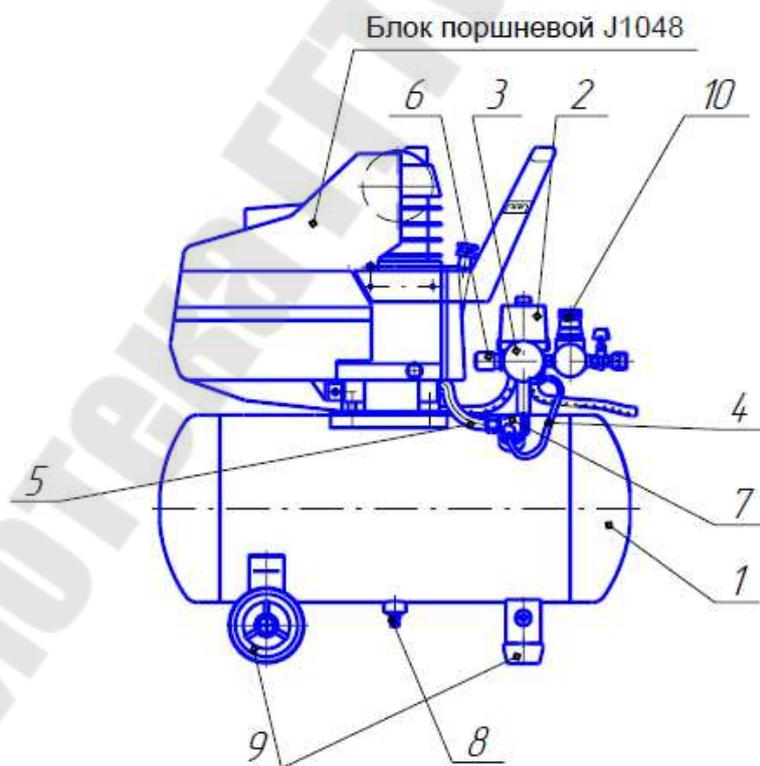


Рис. 3.4. Схема компрессорной установки

Основные характеристики компрессоров приведены в табл. 3.1.
Диаметр поршня – 10 см; ход поршня – 8 см.

Таблица 3.1

Технические характеристики компрессоров

Наименование показателя	Значение показателя	
	СБ4/С-24.Ј1048	СБ4/С-50.Ј1048
Число ступеней сжатия	1	
Число цилиндров	1	
Производительность (по всасыванию), л/мин, (м ³ /ч)	250 (15)	
Давление сжатого воздуха, МПа, (кг/см ²)	0,8 (8)	
Число оборотов на валу компрессора, об/мин	2800	
Напряжение питания, В	220 + 22	
Номинальная мощность двигателя, кВт	1,9	
Номинальный заправочный объем масла, л	0,180	
Вместимость ресивера, л, не менее	24	50
Габаритные размеры, мм, не более:		
– длина	600	850
– ширина	280	400
– высота	680	740
Масса, кг, не более	26	38

Порядок выполнения работы

1. Убедиться в исправности оборудования, проверить заземление, при необходимости стравить воздух из ресивера.
2. Включить компрессор в сеть.
3. Отрегулировать регулятор давления на выходе компрессора на 3–5 бар.
4. Включить компрессор. Засечь время, необходимое для создания в ресивере заданного давления.
5. Замерить токовыми клещами силу тока и $\cos\phi$.
6. Выключить компрессор.
7. Стравить избыточное давление в ресивере.

Обработка результатов измерения

Результаты измерений занести в табл. 3.2.

Обработать опытные данные, используя формулы в табл. 3.3.

Таблица 3.2

Результаты измерений

Характеристика	Обозначение	Размерность	Величина	Примечание
Давление окружающего воздуха	B	мм рт. ст.		Барометр
Температура окружающего воздуха	t_1	°С		Термометр
Начальное давление воздуха в ресивере	$P_{нач}$	атм		Манометр
Конечное давление воздуха в ресивере	$P_{кон}$	атм		Манометр
Время работы компрессора	τ	с		Секундомер
Сила тока	I	А		Токовые клещи
Напряжение	U	В		Вольтметр
Число оборотов компрессора	n	об/с		
Диаметр цилиндра	d	м		
Ход поршня	S	м		
$\cos\varphi = 0,8$				

Таблица 3.3

Расчет основных характеристик компрессора

Характеристика	Формула	Величина	Размерность
Абсолютное атмосферное давление	$P_1 = B / 7500$		МПа
Абсолютное начальное давление воздуха в ресивере	$P_{a_{нач}} = P_{нач} + B / 7500$		МПа
Начальный приведенный объем воздуха в ресивере	$V_{нач} = P_{a_{нач}} V_p / P_1$		м ³
Абсолютное конечное давление воздуха в ресивере	$P_{a_{кон}} = P_{кон} + B / 7500$		МПа
Конечный приведенный объем воздуха в ресивере	$V_{кон} = P_{a_{кон}} V_p / P_1$		м ³
Объем ресивера	$V_p = 0,024$		м ³
Производительность компрессора	$V = (V_{кон} - V_{нач}) / \tau$		м ³ /с

Характеристика	Формула	Величина	Размерность
Среднее индикаторное давление	$p_i = f_i m / V_h$		МПа
Индикаторная работа ступени	$L_i = PV(1 - \lambda)$		Дж/об
Коэффициент подачи компрессора	$\lambda = 4V / (\pi d^2 n S)$		
Индикаторная мощность компрессора	$N_i = L_i n$		Вт
Эффективная мощность привода компрессора	$N_e = \sqrt{3} I U \cos \varphi$		Вт
Механический КПД компрессора	$\eta_m = N_i / N_e$		
Изотермический КПД компрессора	$\eta_{из} = P_1 V \ln \varepsilon / (N_e \eta_m)$		

Контрольные вопросы

1. Компрессор. Типы компрессоров.
2. Принцип действия одноступенчатого поршневого компрессора.
3. Идеальная и реальная диаграммы поршневого компрессора.
4. Многоступенчатые компрессоры. Диаграмма сжатия в многоступенчатом компрессоре.
5. КПД компрессоров.
6. Работа сжатия в поршневых компрессорах.

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы: изучение устройства, основных технических показателей и характеристик центробежного насоса. Экспериментальное определение рабочих характеристик насоса.

Теоретические сведения

Насосами называются гидравлические машины, предназначенные для создания напорного потока жидкой среды (напор – это энергетический показатель). Этот поток создается в результате силового воздействия на жидкость в *проточной полости* или *рабочей камере* насоса.

По характеру силового воздействия на жидкость различают насосы *динамические* и *объемные*.

В *динамическом* насосе силовое воздействие на жидкость осуществляется в проточной полости, постоянно сообщающейся со входом и выходом насоса. В *объемном* насосе силовое воздействие на жидкость происходит в рабочей камере, периодически изменяющей свой объем и попеременно сообщающейся со входом и выходом насоса.

Динамические насосы не обладают *свойством герметичности*. При неподвижном рабочем колесе, которое устанавливают в проточной полости (т. е. при неработающем насосе), жидкость практически беспрепятственно может перетекать со входа на выход и, наоборот, с выхода на вход. Из-за негерметичности динамические насосы не способны развивать высокие давления. Но в связи с тем, что проточная полость у этих насосов постоянно сообщена со входом и выходом и жидкость подается непрерывным потоком, динамические насосы имеют (по сравнению с объемными) более высокие подачи. Также из-за негерметичности динамические насосы (если они не снабжены специальными устройствами) не обладают *свойством самовсасывания*. Это значит, что, если насос установлен выше уровня жидкости в баке, из которого она засасывается, то в начальный момент, когда всасывающий трубопровод и насос заполнены воздухом, насос не способен создать разрежение, достаточное для подъема жидкости, и начать работу. В связи с этим перед включением динамический насос необходимо заливать жидкостью и удалять из него воздух.

Объемные насосы обладают свойствами герметичности, самовсасывания, способны создавать высокие давления. Считается, что, если вытеснитель в рабочей камере имеет идеальное уплотнение, то такой насос способен создавать сколь угодно высокое давление. Но в связи с тем, что объемный насос постоянно работает в режиме переключения камер (каждая камера периодически подключается то к всасыванию, то к выходу насоса), он имеет по сравнению с динамическим насосом *невысокую подачу*.

Таким образом, динамические насосы способны обеспечивать высокие подачи при относительно невысоких давлениях. Объемные насосы, наоборот, обеспечивают высокие давления при относительно невысоких подачах.

Объемные насосы наибольшее применение находят в машиностроительных гидроприводах.

При решении задач водоснабжения и водоотведения с целью механизации рабочих операций применяются чаще всего динамические насосы. Механизация рабочих операций создает предпосылки для последующей автоматизации управления этими процессами. При этом насос является важнейшей частью объекта регулирования, так как вносит существенный вклад в формирование характеристик объекта. Поэтому при автоматизации управления процессами водоснабжения и водоотведения актуальной является задача определения характеристик насоса.

К динамическим насосам относятся лопастные насосы, электромагнитные и насосы трения.

Лопастные насосы бывают двух типов: центробежные и осевые. К насосам трения можно отнести вихревые, шнековые, дисковые, струйные насосы и др.

В области водоснабжения и водоотведения чаще всего используются центробежные насосы.

В центробежном насосе жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии. Жидкость, отбрасываемая лопатками колеса, поступает в спиральный отвод и далее – в напорный трубопровод. Спиральный отвод предназначен не только для улавливания жидкости, выходящей из рабочего колеса, но и для частичного преобразования ее кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

Центробежные насосы классифицируют по следующим основным признакам:

1) по направлению оси расположения, вращения или движения рабочих органов: горизонтальный, вертикальный;

2) по расположению рабочих органов и конструкций опор: консольный, моноблочный, с выносными опорами, с внутренними опорами;

3) по расположению входа в насос: с боковым входом, с осевым входом, двустороннего входа;

4) по числу ступеней и потоков: одноступенчатый, двухступенчатый, многоступенчатый, однопоточный, двухпоточный, многопоточный.

На рис. 4.1 показан в разрезе центробежный насос (горизонтальный, консольного типа, с осевым входом, одноступенчатый, однопоточный).

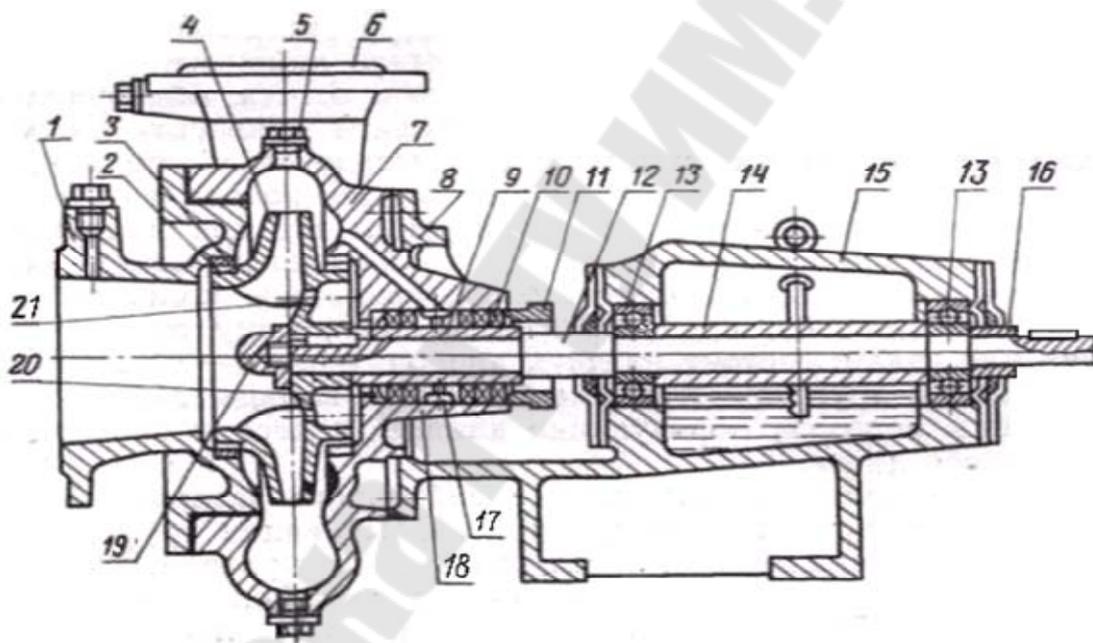


Рис. 4.1. Разрез центробежного насоса:

- 1 – входной (всасывающий) патрубок, составляющий одно целое с крышкой; 2 – уплотняющее кольцо; 3 – защитное кольцо;
 4 – рабочее колесо; 5 – пробка, закрывающая отверстия для подключения всасывающей трубы вакуум-насоса;
 6 – выходной (нагнетательный) патрубок; 7 – спиральный корпус;
 8 – кронштейн; 9 – втулка защитная; 10 – набивка; 11 – крышка сальника; 12 – вал; 13 – шарикоподшипники (опоры вала);
 14 – распорная втулка; 15 – стойка опорная с масляной ванной;
 16 – втулка распорная; 17 – кольцо гидравлического уплотнения;
 18 – корпус сальника (целая отливка с корпусом насоса);
 19 – гайка; 20 – грундбукса; 21 – разгрузочное отверстие

Рабочее колесо 4 установлено на вал 12 с помощью шпонки. Для фиксации рабочего колеса в осевом направлении предназначена гайка 19. Вал установлен на двух подшипниках качения 13, которые смазываются жидкой смазкой (во многих конструкциях насосов подшипники смазываются консистентной смазкой). Уплотняющий узел насоса состоит из грундбуксы 20, набивки сальника 10, кольца гидравлического уплотнения 19 и крышки сальника 11. Грундбукса служит для предохранения от износа корпуса, в котором установлен уплотняющий узел. Грундбукса представляет собой бронзовое ступенчатое кольцо.

На рис. 4.2 показан общий вид насосного агрегата, состоящего из электродвигателя 1, соединительной муфты 2 и центробежного насоса 3, которые смонтированы на плите 4.

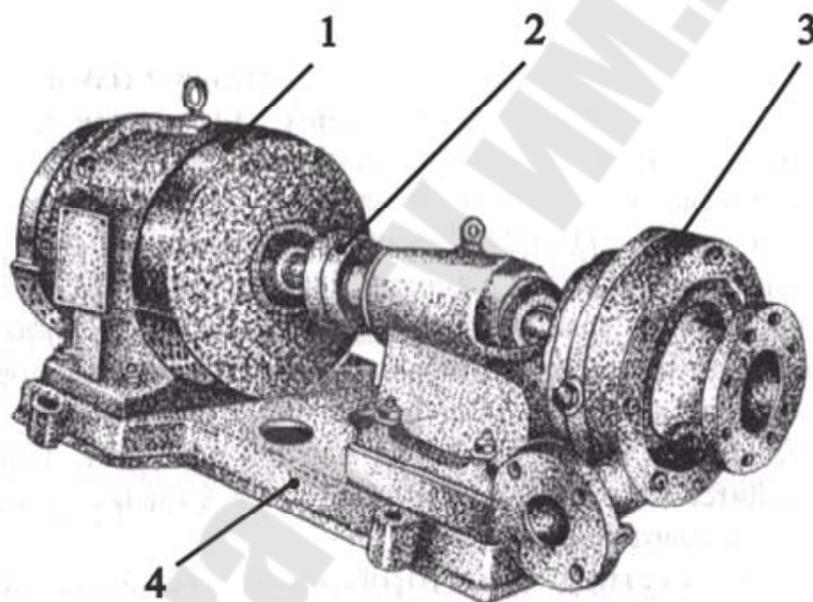


Рис. 4.2. Общий вид насосного агрегата

Для подачи воды (кроме морской) и других жидкостей, имеющих сходные с водой свойства по вязкости и химической активности, температурой до 85 °С, отечественной промышленностью выпускаются следующие типы насосов:

- 1) консольные и консольно-моноблочные насосы типов К и КМ – горизонтальные, одноступенчатые, с рабочими колесами одностороннего входа;
- 2) одноступенчатые насосы с двусторонним входом, с осевым разъемом корпуса типа Д;
- 3) многоступенчатые секционные насосы типа ЦНС;

В соответствии с ГОСТом марки центробежных насосов включают:

- а) прописные буквы, указывающие на тип насоса;
- б) цифры после букв, обозначающие подачу насоса, м³/ч;
- в) цифры после наклонной черты либо после дефиса, обозначающие напор насоса, м.

Например: КМ 90/20 – моноблок-насос консольного типа, с подачей 90 м³/ч и напором 20 м; Д200-95 – одноступенчатый насос с двусторонним входом жидкости, подачей 200 м³/ч и напором 95 м.

Работа насоса характеризуется следующими основными параметрами: подачей, напором, давлением, мощностью, коэффициентом полезного действия (КПД) и частотой вращения.

Подачей насоса Q, м³/с, называется объем жидкости, проходящей в единицу времени через напорный (выходной) патрубок:

$$Q = \frac{V}{t}. \quad (4.1)$$

Подача насоса зависит от геометрических размеров проточной полости и рабочего органа и скорости его движения, а также от утечек жидкости внутри насоса между областями нагнетания и всасывания.

Напором насоса H, м, называется удельная (приходящаяся на единицу веса) энергия, приобретаемая жидкостью при прохождении через насос.

Напор насоса:

$$H = H_{\text{вых}} - H_{\text{вх}}, \quad (4.2)$$

где $H_{\text{вых}}$ – напор на выходе (в напорном патрубке) насоса, м; $H_{\text{вх}}$ – напор на входе насоса, м.

Учитывая, что напор в любом сечении трубопровода равен сумме геометрического z , пьезометрического $P/\rho g$ и скоростного $\alpha U^2/2g$ напоров.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости:

$$H = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_i \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_i \frac{U_2^2}{2g}, \quad (4.3)$$

где α_i – коэффициент Кориолиса, зависящий от режима течения жидкости.

Давление насоса P определяется из выражения

$$P = \rho g H. \quad (4.4)$$

Мощностью насоса N называется мощность, потребляемая насосом:

$$N = M\omega, \quad (4.5)$$

где M – крутящий момент на валу насоса; ω – угловая скорость вала насоса.

Полезная мощность насоса $N_{\text{пол}}$ называется мощность, приобретаемая жидкостью при прохождении через насос:

$$N_{\text{пол}} = \rho g Q H. \quad (4.6)$$

КПД насоса – это отношение полезной мощности насоса $N_{\text{пол}}$ к мощности насоса N :

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N}. \quad (4.7)$$

При проектировании насосных установок необходимо знать рабочие характеристики насоса, для того чтобы обеспечить работу насоса в области максимальных значений КПД.

Рабочие характеристики центробежного насоса – это зависимости $H = f_i(Q)$, $N = f_i(Q)$, $\eta = f_i(Q)$. Получают рабочие характеристики при постоянной частоте вращения вала насоса. Зависимость $H = f_i(Q)$ называют *главной характеристикой*. Рабочие характеристики насоса, полученные при номинальной частоте вращения, называют *внешними*.

Проводя испытания насоса при различных частотах вращения вала насоса, иногда получают универсальную характеристику насоса, представляющую собой семейство зависимостей $H = f(Q)$, построенных при постоянных значениях КПД. Знание универсальной характеристики насоса особенно важно в тех случаях, когда привод насоса осуществляется от двигателя, имеющего переменную частоту вращения, например, двигателя внутреннего сгорания.

Для определения всасывающей способности насоса и условия возникновения кавитации проводят кавитационные испытания и строят кавитационные характеристики – зависимости $H = f_i(H_v)$; $Q = f_i(H_v)$ и $\eta = f_i(H_v)$, где H_v – вакуумметрическая высота всасывания насоса. Кавитационные характеристики определяют при постоянной частоте вращения вала насоса.

Порядок выполнения работы

1. Включить электрическое питание стенда. Для этого тумблер «СЕТЬ» на модуле электрического управления необходимо установить в верхнее положение. Насос включить тумблером SA2.

2. Провести экспериментальные исследования по определению рабочих характеристик насоса. Вначале воздействуя на вентиль В2, необходимо определить максимальное давление по манометру МН, которое развивает насос. Затем, разбив диапазон изменения давления насоса на 5 интервалов, провести 6 опытов. В каждом опыте давление должно быть постоянным. Первый опыт следует начать с минимального давления насоса (т. е. при минимальном сопротивлении сети, на которую работает насос).

В каждом опыте необходимо измерить:

1. Давление на выходе насоса p_n (по манометру).
2. Время t прохождения через расходомер объема воды (объемом воды необходимо задаться, принимая, например, $V = 0,01 \text{ м}^3$).
3. Мощность N , подводимую к электродвигателю (по ваттметру). При определении мощности показания ваттметра необходимо умножить на 100, тогда мощность будет получаться в ваттах.

Внимание: для избежания преждевременного выхода из строя насоса запрещается продолжительное время (более 30 с) работать при максимальных давлениях, так как в этом случае может не быть протока воды через насос (это видно по расходомеру, стрелка которого в этом случае не движется). Отсутствие протока воды может приводить к перегреву насоса.

После проведения всех опытов необходимо отключить электрическое питание стенда и снять перемычки со штекерами с модуля электрического управления.

Обработка результатов измерения

Результаты измерений занести в табл. 4.1.

Обработать опытные данные, используя формулы после таблицы.

При обработке результатов исследований принять следующие допущения:

- 1) давление на входе насоса $p_{вх}$ принять равным атмосферному давлению (оснований для такого допущения два: наличие подпора жидкости на входе в насос, поскольку уровень воды в нижнем баке выше уровня расположения насоса; сравнительно низкие потери давления во всасывающем трубопроводе);

2) вертикальные координаты на входе и выходе насоса равны между собой, т. е. $z_n = z_b$ (не учитывается вертикальный размер насоса);

3) средние скорости течения жидкости на входе и выходе насоса равны между собой, т. е. $V_n = V_b$.

Таблица 4.1

Результаты измерений

Номер опыта	P_n – давление на выходе насоса, кгс/см ²	V – объем воды, проходящий через расходомер, м ³	t – время прохождения объема V , с	$N_{эл}$ – мощность на входе электродвигателя, Вт	Q , м ³ /с	N , Вт	H , м	$N_{пол}$, Вт	η
1									
5									

Подача насоса равна:

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

Мощность насоса:

$$N = N_{эл} \eta_{эл},$$

где $\eta_{эл}$ – КПД электродвигателя (принять постоянным, равным 0,5).

Напор насоса:

$$H = \frac{P_n}{\rho g}.$$

Давление P_n необходимо в формулу подставлять в паскалях $1 \text{ кгс/см}^2 + 10^5 \text{ Па}$.

Полезная мощность насоса:

$$N_{пол} = P_n Q.$$

КПД насоса равен:

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N}.$$

После всех расчетов необходимо построить рабочие характеристики насоса: $H = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$.

Контрольные вопросы

1. Назначение и классификация насосов.
2. Достоинства и недостатки динамических и объемных насосов.
3. Основные технические показатели и характеристики насосов.
4. Устройство, принцип работы, классификация, обозначения, область применения центробежных насосов.
5. Методика экспериментальных исследований по определению рабочих характеристик центробежного насоса.
6. Анализ результатов исследований центробежного насоса.

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ И ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Цель работы: определение теплоотдачи и коэффициента теплопередачи для стального и алюминиевого радиаторов при различных температурах и расходах теплоносителя.

Теоретические сведения

Отопительными приборами называются устройства для передачи тепла от теплоносителя непосредственно к отапливаемому помещению. Через стенки прибора происходит теплообмен между протекающим внутри отопительного прибора теплоносителем (как правило, это нагретая вода или водяной пар) и воздухом помещения.

Основной теплотехнической характеристикой отопительного прибора является его коэффициент теплопередачи. Обычно наиболее эффективными являются отопительные приборы, имеющие более высокий коэффициент теплопередачи.

В большинстве инженерных систем в качестве отопительных приборов применяются радиаторы отопления. Наиболее популярные – стальные, чугунные, алюминиевые, биметаллические и медные радиаторы.

Радиатор – конвективно-радиационный отопительный прибор, состоящий из отдельных элементов – секций – с внутренними каналами, внутри которых циркулирует теплоноситель. Тепло от радиатора отводится излучением, конвекцией и теплопроводностью.

Достоинства алюминиевых секционных радиаторов отопления: легкость, что важно при транспортировке, хранении и монтаже, простота сборки прибора с различным числом секций, красивый дизайн, низкая инерционность при запуске системы отопления и регулировании теплового потока радиаторов; полная универсальность применения: автономные системы отопления (коттеджи), системы центрального отопления, многоэтажные дома. Рабочее давление – до 16 атм. *Недостатки алюминиевых радиаторов* заключаются в требовании более качественного теплоносителя (подверженность коррозии), а также они нуждаются в защите от скачков давления. Алюминиевые радиаторы выпускаются в двух вариантах:

– для квартиры с центральным отоплением (выдерживают давление до 10 атм.);

– для частных домов с автономной системой отопления (способны работать под давлением до 6 атм).

Чугунные радиаторы отличаются значительной тепловой мощностью на единицу длины прибора и, соответственно, компактностью. Главное достоинство чугунных радиаторов – высокая коррозионная стойкость и длительный срок службы. Их большая масса обеспечивает им высокую теплоемкость и, соответственно, тепловую инерционность, позволяя сглаживать резкие изменения температуры в помещении, однако они плохо встраиваются в системы, оснащенные автоматикой. Чугунным радиаторам требуется периодическая покраска, кроме того, стенки внутренних каналов – шершавые и пористые, что со временем приводит к образованию налета и падению теплоотдачи. Рабочее давление – не более 6–8 атм.

Стальные радиаторы – это панельные приборы, изготовленные из штампованных стальных листов. По своим техническим параметрам они занимают промежуточное положение между чугуном и алюминием. Они также устойчивы к коррозии, как и вышеперечисленные модели, рассчитаны на давление до 10 атм. и на максимальную температуру теплоносителя до 120 °С. Радиаторы имеют хорошую теплоотдачу, небольшой вес и хорошо работают с автоматизированными системами управления.

Слабое место этих радиаторов – сварочные швы; под действием большого давления или гидравлических ударов они постепенно ослабляются или разрушаются, и прибор может выйти из строя. При отсутствии воды в системе развивается коррозия. Кроме этого стальные радиаторы обладают повышенным гидравлическим сопротивлением, что накладывает ограничения на их использование. Рабочее давление – 6–9 атм.

Радиаторы из стали обычно применяют в частных домах. Они могут быть как панельными, так и трубчатыми. Панельные радиаторы сделаны из двух штампованных листов, которые соединены между собой сваркой. Теплоноситель проходит по образованным каналам и хорошо отдает тепло за счет большой площади панели. Максимальный КПД достигается при параллельном подключении нескольких таких панелей. Они могут иметь длину до 3 м, хорошо вписываются в интерьер и легко протираются.

Медный радиатор отопления – это самая стойкая к агрессивным средам модель. Он практически не изнашивается, поэтому сложно найти более долговечный вариант. Медная батарея – очень дорогое удовольствие, и это самый главный недостаток изделий из меди. Сегодня такие радиаторы используют в системах и водяного, и антифризного теплоснабжения. Их можно устанавливать и в центральной, и в автономной системе. Но для подключения необходимы только цельнометаллические медные трубы, и это обстоятельство увеличивает стоимость монтажа. Батареи, выполненные из цельного куска меди, сводят к минимуму сопротивление теплоносителя, а специальные технологии, увеличивающие площадь поверхности ребер, позволяют максимально рассеивать тепло, тем самым повышая эффективность прибора. Температурный порог теплоносителя – 150 °С, а его максимальное давление – 50 атм. Срок службы такого радиатора при правильной эксплуатации – свыше 50 лет.

Комбинирование разных материалов при изготовлении радиаторов снижает стоимость изделия, например, рассмотрим медно-алюминиевые аналоги. Ребра у них выполнены из алюминия, а трубки – из меди. Такие радиаторы обладают большим количеством преимуществ. Во первых, их конструкция намного надежнее крепления трубчатых колонн чугунных секций. Во вторых, медные трубки практически не подвержены коррозии и не боятся сильных гидравлических ударов, а алюминий очень быстро отдает тепло. В третьих, подобные модели снабжены термостатами, позволяющими контролировать интенсивность отопления помещения.

Биметаллические батареи изготавливают из двух металлов – стали и алюминия. На сегодняшний день это самый лучший вариант для отопления многоквартирных домов. Такие радиаторы выдерживают давление до 25 атм. Они нечувствительны к гидравлическим скачкам и плохому качеству горячей воды. Оба металла, используемые при изготовлении таких батарей, обладают высоким коэффициентом теплоотдачи. Вся внутренняя часть моделей выполнена из стали, которая не боится ни коррозии, ни воздействия солей или различных химикатов, используемых котельными. Внешняя часть батарей покрыта алюминиевым сплавом, придающим секциям презентабельный внешний вид. *Биметаллические батареи* сочетают в себе все лучшие свойства: прочность, долговечность и высокую теплопроводность и сохраняют свои свойства в течение десятков лет. Единственный недостаток – цена на них высока из-за трудной технологии производства.

Все отопительные приборы должны удовлетворять теплотехническим, технико-экономическим, санитарно-гигиеническим и эстетическим требованиям.

Для теплотехнической оценки и сравнения различных видов отопительных приборов вводится понятие «эквивалентный квадратный метр» поверхности отопительного прибора (экм).

Эквивалентным квадратным метром называют условную наружную поверхность отопительного прибора, имеющую теплоотдачу (тепловой поток) мощностью 506 Вт, при средней разности температур горячей воды и воздуха в помещении, равной 64,5 °С, и стандартной (открытой) установке прибора с подачей горячей воды по схеме «сверху вниз».

Технико-экономические характеристики отопительного прибора определяются его первоначальной стоимостью, отнесенной к единице тепла, отдаваемого помещению при оценке отопительных приборов, изготовленных из одного и того же материала, технико-экономическим критерием может служить тепловое напряжение материала.

Под *тепловым напряжением* материала понимают количество тепла, создаваемого прибором в течение 1 ч, при разности температур теплоносителя и окружающего воздуха в 1 °С, отнесенного к 1 кг массы нагревательного прибора, Вт/(кг · К).

Обработка результатов измерения

Результаты измерений находятся в табл. 5.1.

Обработать опытные данные, используя формулы.

Учитывая площадь поверхности отопительных приборов и время работы лабораторной установки, теплоотдача (тепловые потери) определяется по следующей формуле, кДж:

$$Q = q_{\text{пр}} F_{\text{пр}} T, \quad (5.1)$$

где $q_{\text{пр}}$ – плотность теплового потока отопительного прибора, Вт/м²; $F_{\text{пр}}$ – поверхность теплоотдачи отопительного прибора, м²; T – время работы установки, с.

Плотность теплового потока отопительного прибора определяется по формуле, Вт/м²:

$$q_{\text{пр}} = q_{\text{ном}} \left(\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{G_{\text{пр}}}{360} \right)^p, \quad (5.2)$$

где $q_{\text{ном}}$ – номинальная плотность теплового потока, Вт/м²; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор в отопительном приборе, °С; n, p – показатели для определения теплового потока отопительного прибора; $G_{\text{пр}}$ – массовый расход теплоносителя в отопительном приборе, кг/ч.

Расход теплоносителя в отопительном приборе определяется по следующей формуле, кг/ч:

$$G_{\text{пр}} = G\rho, \quad (5.3)$$

где G – объемный расход теплоносителя, м³/ч; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Для теоретического расчета по разработанной методике необходимо знать следующие исходные данные:

- температура теплоносителя t_1 = от 40 до 70 °С;
- температура воздуха внутри лаборатории t_0 = 20 °С;
- объемный расход теплоносителя G = от 0,4 до 0,6 м³/ч;
- номинальная плотность теплового потока стального радиатора $q_{\text{ном}} = 712$ Вт/м²;
- номинальная плотность теплового потока одной секции алюминиевого радиатора $q_{\text{ном}} = 500$ Вт/м²;
- количество секций алюминиевого радиатора – 3;
- показатели n и p для стального радиатора $n = 0,3$; $p = 0,025$;
- показатели n и p для алюминиевого радиатора $n = 0,3$; $p = 0,004$;
- размеры стального радиатора: высота $a = 0,5$ м, длина $b = 0,41$ м;
- размеры одной секции алюминиевого радиатора: высота $a = 0,5$ м, длина $b = 0,08$ м.

Эффективность применения отопительного прибора:

$$\eta = \frac{Q_{\text{ал}} - Q_{\text{ст}}}{Q_{\text{ал}}} 100 \%, \quad (5.4)$$

где $Q_{\text{ал}}$ – количество тепла отданного при передаче теплоносителя через алюминиевый радиатор, кДж; $Q_{\text{ст}}$ – количество тепла, отданного при передаче теплоносителя через стальной радиатор, кДж.

Теплоотдача отопительных приборов

Температура теплоносителя, °С	Скорость циркуляционного насоса	Плотность теплоносителя, кг/м ³	Расход теплоносителя, кг/ч	Отопительный прибор	Номинальная плотность теплового потока, Вт/м ²	Плотность теплового потока, Вт/м ²	Тепловые потери, кДж
40	I	992		Стальной			
				Алюминиевый			
	II			Стальной			
				Алюминиевый			
	III			Стальной			
				Алюминиевый			
50	I	988		Стальной			
				Алюминиевый			
	II			Стальной			
				Алюминиевый			
	III			Стальной			
				Алюминиевый			
60	I	983		Стальной			
				Алюминиевый			
	II			Стальной			
				Алюминиевый			
	III			Стальной			
				Алюминиевый			
70	I	977		Стальной			
				Алюминиевый			
	II			Стальной			
				Алюминиевый			
	III			Стальной			
				Алюминиевый			

После расчетов необходимо построить зависимость теплоотдачи отопительных приборов от температуры теплоносителя $Q = f(t)$.

Контрольные вопросы

1. Виды и особенности эксплуатации отопительных приборов.
2. Достоинства и недостатки отопительных приборов.

3. Как оценивается эффективность работы отопительных приборов?
4. Методика расчетов отопительных приборов.
5. Материалы, применяемые для отопительных приборов.
6. Средний температурный напор отопительного прибора.
7. Коэффициент теплоотдачи для однослойной плоской T стенки, размерность коэффициента теплоотдачи.

Лабораторная работа № 6

ИСПЫТАНИЕ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Цель работы: испытать парокомпрессионную одноступенчатую холодильную установку на различных режимах; определить основные ее характеристики и сделать сравнительный анализ ее работы на различных режимах.

Теоретическая часть

Принципиальная схема парокомпрессионной холодильной установки приведена на рис. 6.1. В установках такого типа процессы протекают в области влажного пара, что позволяет реальные циклы этих установок максимально приблизить к циклу Карно. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной установки представлен на рис. 6.2.

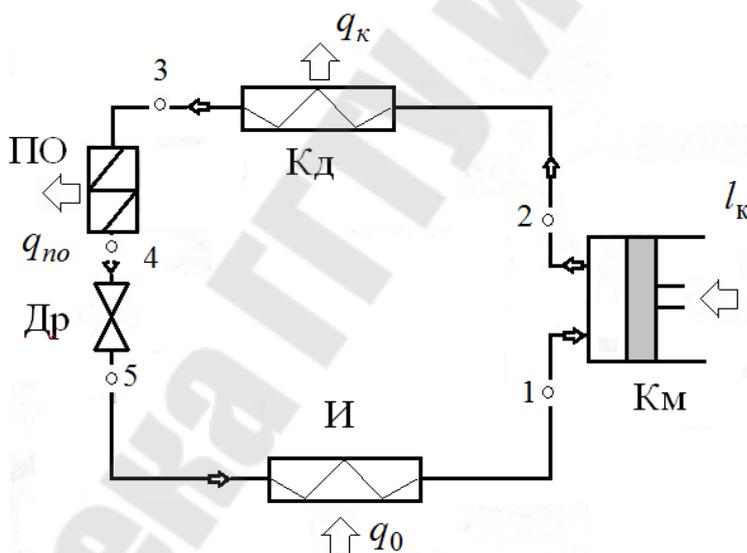


Рис. 6.1. Принципиальная схема парокомпрессионной установки

Пары хладагента в состоянии, характеризуемом точкой 1, поступают в компрессор КМ, где при подводе извне работы l_k происходит сжатие пара до давления P_k . В конденсаторе Кд пары охлаждаются до температуры t_k , а затем при этой температуре происходит их конденсация. В переохладителе ПО жидкость охлаждается до температуры t_4 за счет источника холода с более низкой температурой,

чем t_k . Далее жидкость поступает в дроссель D_p , дросселируется понижением давления с p_k до p_0 и температуры до t_0 . В состоянии, характеризуемом точкой 5, рабочее тело поступает в испаритель И, в котором к нему подводится теплота q_0 от охлаждаемого объекта, испаряется и пары поступают во всасывающий патрубок компрессора. Параметры цикла в характерных точках легко определить из диаграммы $T-s$ или $\lg p-h$. Отсутствие переохлаждения 3–4 снижает холодопроизводительность установки, так как процесс дросселирования заканчивается в точке 5'.

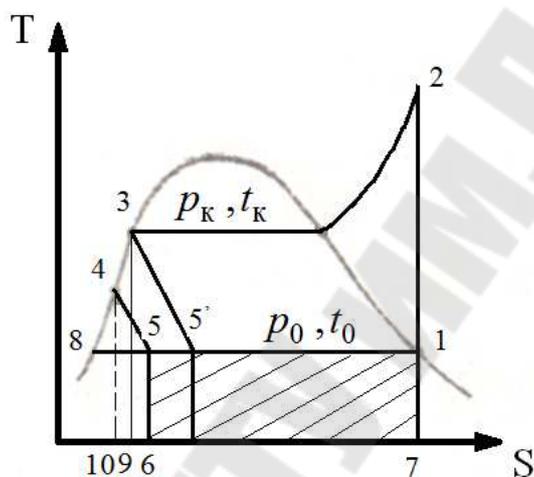


Рис. 6.2. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной установки

Основными величинами, характеризующими работу установки, являются удельная массовая холодопроизводительность q_0 и холодильный коэффициент ε :

$$q_0 = h_1 - h_5, \text{ кДж/кг}; \quad (6.1)$$

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_k}, \quad (6.2)$$

где $q_0 = h_1 - h_5$ – удельная работа компрессора, кДж/кг.

В реальной установке на характер протекания процессов и показатели установки оказывают влияние потери, вызываемые необратимостью процессов сжатия и теплообмена. Потери от необратимости теплообмена также увеличивают затрату работы в цикле, что в конечном итоге приводит к уменьшению холодильного коэффициента ε и КПД установки, которые зависят в основном от температур конден-

сации t_k и испарения t_0 . На рис. 6.3 показаны зависимости $\varepsilon = f(t_k, t_0)$ и эксергетического КПД $\eta_e = f(t_k, t_0)$.

С повышением t_0 при постоянной t_k холодильный коэффициент резко возрастает. При фиксированных значениях t_0 ε растет с уменьшением t_k . График $\varepsilon = f(t_k, t_0)$ не дает информации о предпочтительности того или иного режима установки, так как в числителе выражения для ε не учитывается «качество» произведенного холода (с повышением t_0 «качество» холода ухудшается). Напротив, зависимость $\eta_e = f(t_k, t_0)$ имеет четко всаженный экстремум, позволяющий выбрать оптимальный режим работы установки.

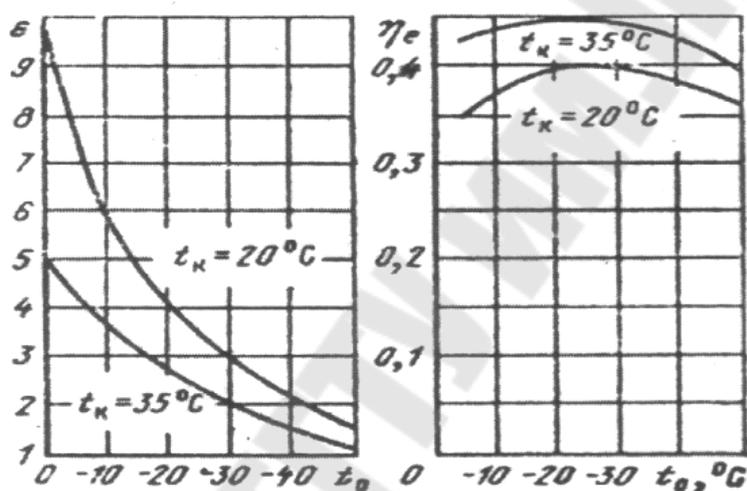


Рис. 6.3. Зависимость холодильного коэффициента и эксергетического КПД от температур конденсации и испарения

Эксергетический КПД установки:

$$\eta_e = \varepsilon \omega_d = \varepsilon \frac{T_0 - T_{0.c}}{T_0}, \quad (6.3)$$

где T – температура кипения хладагента в испарителе, К; $T_{0.c}$ – температура окружающей среды, К.

Схема и описание лабораторной установки

Парокомпрессионный тепловой насос представляет собой замкнутый хладоновый контур, включающий в себя компрессор, теплообменники, датчики температуры, регистрирующие и регулирующие приборы.

Установка имеет два вида испарителей и конденсаторов: испарители и конденсаторы кожухотрубные горизонтальные. Один из испарителей оснащен оребренными медными трубками, а другой – гладкими медными трубами. Соответственно, один из конденсаторов оснащен гладкими трубками, а второй – трубками с оребрением. На рис. 6.4 представлена принципиальная схема теплового насоса

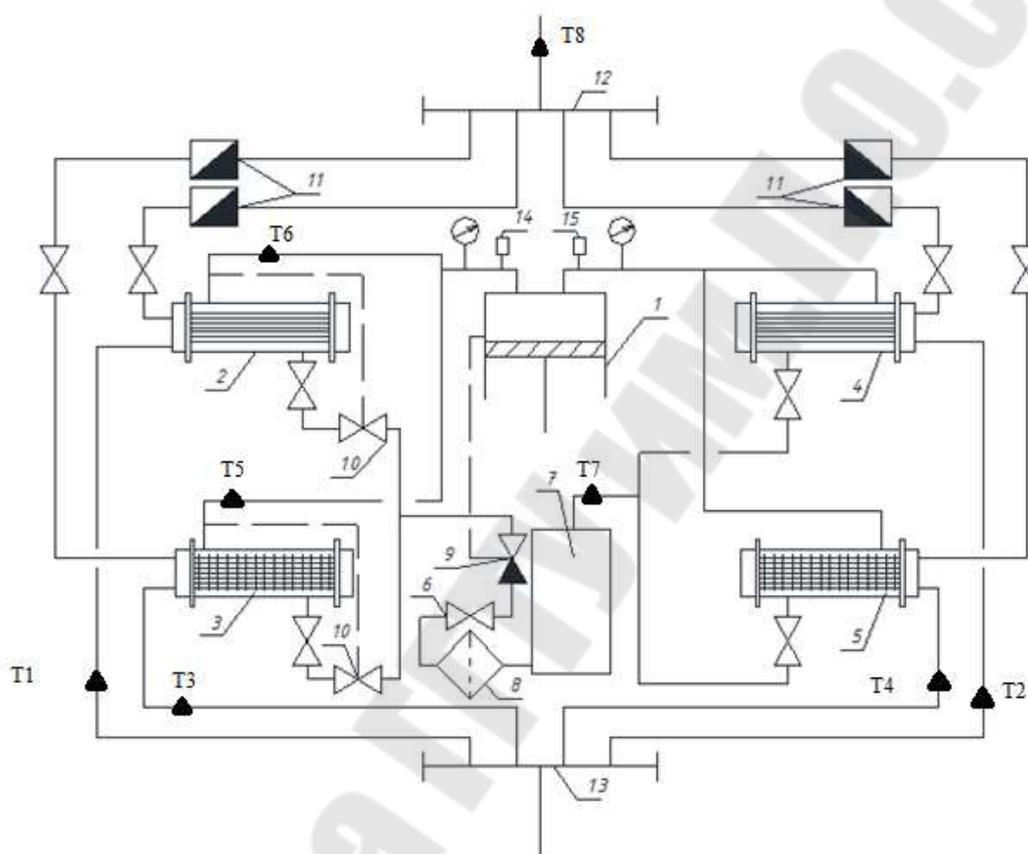


Рис. 6.4. Принципиальная схема теплового насоса:

- 1 – компрессор; 2 – испаритель с гладкими трубками;
- 3 – испаритель с оребренными трубками; 4 – конденсатор с гладкими трубками; 5 – конденсатор с оребренными трубками;
- 6 – дроссель-вентиль; 7 – ресивер; 8 – фильтр; 9 – соленоидный вентиль; 10 – терморегулирующий вентиль; 11 – счетчики воды;
- 12 – распределительная гребенка входящей воды;
- 13 – распределительная гребенка выходящей воды;
- 14 – реле низкого давления; 15 – реле высокого давления;
- T1–T8 – термопары

Схема работает следующим образом: при включении начинает работать компрессор, который обеспечивает циркуляцию хладагента в системе. Проходящая через трубки испарителя вода отдает тепло

хладагенту, находящемуся в межтрубном пространстве, благодаря чему он закипает. Пар хладагента подается в компрессор, где сжимается до давления и температуры, соответствующих нормальной работе установки. Горячий пар хладагента поступает в межтрубное пространство конденсатора, где конденсируется, отдавая тепло проходящей через трубки воде. При понижении давления в испарителе ниже установленной нормы срабатывает реле низкого давления, при повышении давления в конденсаторе выше установленной значения – реле высокого давления. Срабатывания любого из реле приводит к отключению установки. Сконденсированный хладагент сливается в ресивер и далее через терморегулирующий вентиль подается в испаритель. Подача воды в испаритель и конденсатор осуществляется через подающие шланги, регулирование расхода – вентилями. Испарители и конденсаторы имеют подобные конструкции: кожухотрубные горизонтальные теплообменники с водой в трубах и хладагентом в межтрубном пространстве отличаются видом теплопередающих трубок и их количеством. Испарители имеют по 24 трубки с оребрением и без него, а конденсаторы – по 20 трубок, также с оребрением и без него.

Конструкция теплообменника (конденсатор) показана на рис. 6.5. Испарители и конденсаторы покрыты термоизоляцией.

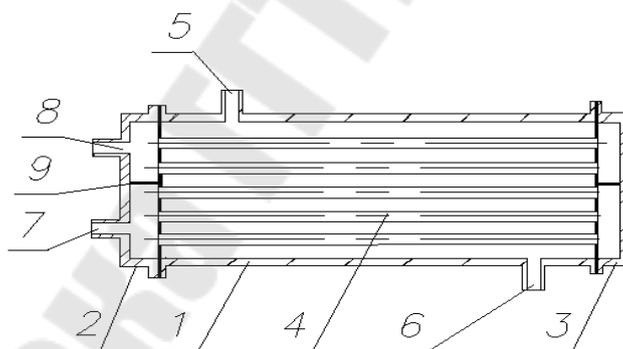


Рис. 6.5. Общий вид конденсатора:

- 1 – кожух конденсатора; 2 – крышка с входным и выходным патрубками для воды; 3 – крышка; 4 – трубки; 5 – входной патрубков (фреон); 6 – выходной патрубков (фреон); 7 – входной патрубков (вода); 8 – выходной патрубков (вода); 9 – резиновая прокладка

Порядок выполнения работы

1. Произвести визуальный осмотр установки.
2. Открыть вентиль слива воды в канализацию.

3. Включить подачу воды в установку. Убедиться в отсутствии течи.

4. Соответствующими вентилями открыть подачу хладагента в испарители и конденсаторы, с которыми будет осуществляться работа. Осуществить подачу воды в работающие испарители и конденсаторы. **Не начинать работу на установке с теплообменниками, в которые подается хладагент, но не подается вода**, так как это ведет к поломке!

5. Включить установку в сеть. Включить прибор ТРМ 138.

6. Запустить компрессор.

7. Подождать, пока установка выйдет на режим работы (15–20 мин).

8. Произвести следующие измерения: температуры воды на входе-выходе из теплообменников, давления хладагента – на входе-выходе из компрессора, мощности компрессора, температуры хладагента – на входе в компрессор и на входе в ресивер, расхода воды через теплообменники.

9. Выключить компрессор, прибор ТРМ 138 и отключить установку от сети.

10. **После выключения установки вода должна циркулировать в теплообменниках не менее 15 мин** во избежание замораживания трубок испарителя.

11. Отключить подачу воды, закрыть вентиль на сливе воды в канализацию.

12. При смене теплообменников в опыте необходимо дать установке не менее часа для слива хладагента.

Обработка результатов измерения

1. В ходе измерения получены следующие данные:

– температуры воды на входе-выходе из испарителя: $t'_{и}$, $t''_{и}$;

– температуры воды на входе-выходе из конденсатора: $t'_{к}$, $t''_{к}$;

– давления хладагента на входе-выходе из компрессора: p_0 , $p_{к}$;

– мощность компрессора $N_{к}$;

– температура хладагента на входе в компрессор $t_{вс}$;

– температура хладагента на входе в ресивер $t_{р}$;

– расходы воды через испаритель-конденсатор: $G_{и}$, $G_{к}$.

2. По параметрам хладагента (R134a) строим цикл теплового насоса в $l\text{g}p$ – h -координатах (рис. 6.6).

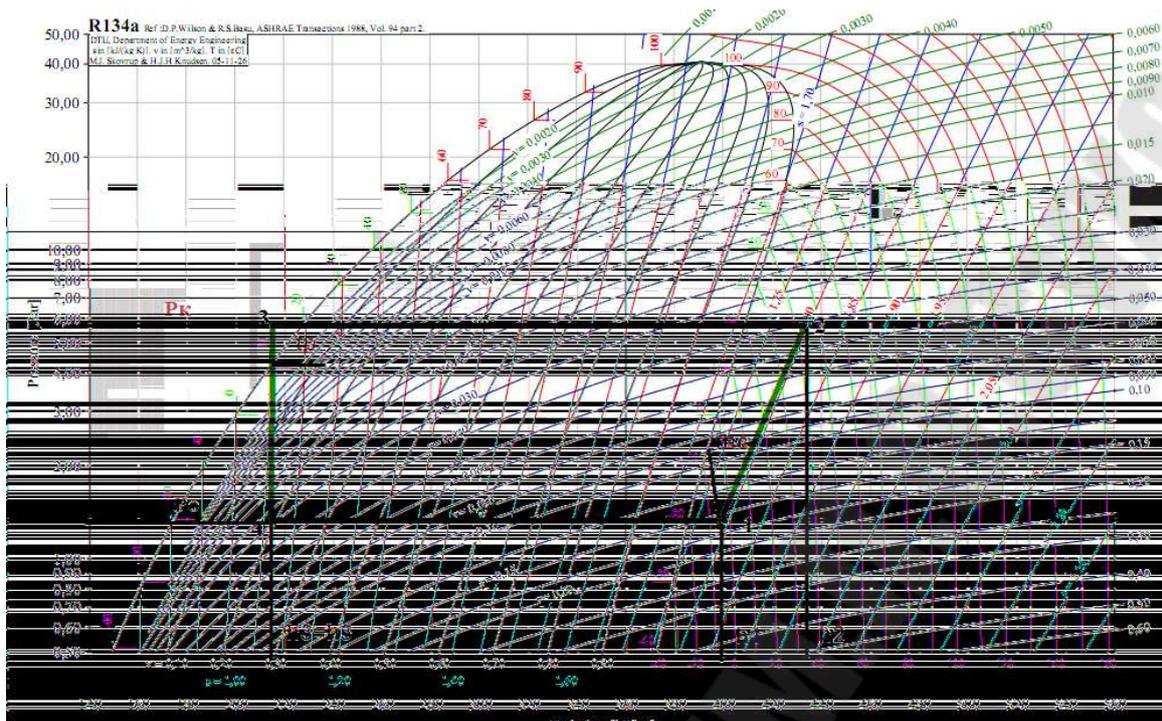


Рис. 6.6. Цикл парокомпрессионного теплового насоса

3. По $lgp-h$ -диаграмме определяем энтальпии характерных точек: h_1 , h_2 , $h_3 = h_4$.

4. Определяем удельные характеристики цикла:

а) работа компрессора, кДж/кг:

$$l_k = h_2 - h_1; \quad (6.4)$$

б) теплота, полученная в конденсаторе, кДж/кг:

$$q_k = h_2 - h_3; \quad (6.5)$$

в) теплота, забранная в испарителе, кДж/кг:

$$q_0 = h_1 - h_3; \quad (6.6)$$

г) теоретический коэффициент преобразования теплоты:

$$\eta_{\text{ПТН}} = \frac{q_k}{l_k}; \quad (6.7)$$

5. Тепловая мощность конденсатора:

$$Q_K = c_B G_K (t''_K - t'_K), \quad (6.8)$$

где c_B – теплоемкость воды, кДж/кг.

6. Действительный коэффициент преобразования теплоты:

$$\mu_{\text{пгн}} = \frac{Q_{\text{к}}}{N_{\text{к}}}. \quad (6.9)$$

7. Сравнить теоретический и действительный коэффициент преобразования теплоты, сделать выводы о эффективности применения данного теплового насоса.

Контрольные вопросы

1. Принципиальная схема парокомпрессионной холодильной установки (ПКХУ).
2. Цикл ПКХУ в $T-s$ - и $p-h$ -диаграммах.
3. К чему приводит переохлаждение жидкого хладагента после конденсатора?
4. К чему приводит перегрев пара хладагента перед компрессором?
5. Основные параметры, характеризующие работу ПКХУ.
6. Что такое эксергетический КПД установки?
7. Как определяются: удельная массовая холодопроизводительность, удельная работы компрессора, тепловая нагрузка конденсатора и испарителя, расход хладагента массовый и объемный, мощность компрессора, эксергетический КПД?

Литература

1. Кудинов, В. А. Техническая термодинамика : учеб. пособие для вузов / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов. – М. : Высш. шк., 2003. – 261 с.
2. Андрианова, Т. Н. Сборник задач по технической термодинамике : учеб. пособие для вузов / Т. Н. Андрианова. – М. : МЭИ, 2006. – 354 с.
3. Белосельский, Б. С. Энергетическое топливо / Б. С. Белосельский, В. К. Соляков. – М. : Энергия, 1980. – 168 с.
4. Теплотехника : учеб. пособие для вузов / А. П. Баскаков [и др.] ; под ред. А. П. Баскакова. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.
5. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети / Е. Я. Соколов. – 5-е изд. – М. : Энергоиздат, 1982. – 360 с.

Содержание

<i>Лабораторная работа № 1. Определение температуры вспышки и воспламенения нефтепродуктов в открытом тигле.....</i>	<i>3</i>
<i>Лабораторная работа № 2. Исследование теплового процесса в теплообменном аппарате типа «труба в трубе».....</i>	<i>8</i>
<i>Лабораторная работа № 3. Исследование работы одноступенчатого компрессора.....</i>	<i>17</i>
<i>Лабораторная работа № 4. Изучение устройства и определение рабочих характеристик центробежного насоса</i>	<i>25</i>
<i>Лабораторная работа № 5. Определение теплоотдачи и тепловых характеристик отопительных приборов.....</i>	<i>34</i>
<i>Лабораторная работа № 6. Испытание парокомпрессионной холодильной установки</i>	<i>41</i>
<i>Литература</i>	<i>49</i>

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

**Практикум
по выполнению лабораторных работ
для студентов специальности
1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)»
дневной и заочной форм обучения**

Составитель **Кидун Наталья Михайловна**

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Т. Н. Мисюрова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 20.12.19.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 3,39.

Изд. №15.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение
Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого.
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.
пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель