Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т.Ф. Горбачева»

Кафедра теплоэнергетики

**Е. Ю. Темникова, Е. К. Непомнящих,
А. Р. Богомолов**

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

Методические указания к лабораторным работам и самостоятельной работе

Рекомендовано учебно-методической комиссией
направления подготовки бакалавров
13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»
в качестве электронного издания
для использования в учебном процессе

Кемерово 2017

Рецензенты:

Сливной В. Н. – кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики

Семыкина И. Ю. – председатель учебно-методической комиссии направления подготовки бакалавров 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»

Теоретические основы теплотехники [Электронный ресурс]: методические указания к лабораторным работам и самостоятельной работе для студентов направления 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника» всех форм обучения / Е. Ю. Темникова, Е. К. Непомнящих, А. Р. Богомолов; КузГТУ. – Электрон. дан. – Кемерово, 2017. – Систем. требования: Pentium IV; ОЗУ 8 Мб; Windows 2003. – Загл. с экрана.

Методические указания составлены в соответствии с рабочей программой дисциплины «Теоретические основы теплотехники» и предназначены для студентов направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника» всех форм обучения. В методические указания к лабораторным работам включены теоретические положения, описание оборудования, порядок проведения работ, обработка результатов. Для самостоятельной работы предусмотрены контрольные вопросы к работам.

© КузГТУ, 2017
© Темникова Е. Ю.,
Непомнящих Е. К.,
Богомолов А. Р., 2017

СОДЕРЖАНИЕ

Общие положения 3

Самостоятельная работа 3

Лабораторная работа № 1. Изучение зависимости давления насыщенного пара и воды от температуры 4

Лабораторная работа № 2. Расчет процесса теплопередачи при стационарном режиме 14

Лабораторная работа № 3. Тепловой режим главной столовой КузГТУ 23

Лабораторная работа № 4. Цикл холодильной установки 37

Лабораторная работа № 5. Цикл паросиловой установки 46

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Дисциплина «Теоретические основы теплотехники» изучает методы получения, преобразования, передачи и использования теплоты и связанных с этим аппаратов и устройств. Она является определяющей в системе подготовки современного энергетика.

В данных методических указания представлен комплекс лабораторных работ, позволяющий охватить большую часть разделов дисциплины «Теоретические основы теплотехники» студентам электроэнергетического направления.

САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА

Самостоятельная работа **студентов очной формы обучения** предусматривает

1) подготовку отчетов к лабораторным работам;
2) подготовку к защите лабораторных работ по контрольным вопросам, представленным в каждой лабораторной работе.

Самостоятельная работа **студентов заочной формы обучения** представляет собой изучение дисциплины в целом и решение контрольной работы на основе лабораторной работы № 5 «ЦИКЛ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ». Номер варианта определяется преподавателем на установочной лекции.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

ИЗУЧЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДАВЛЕНИЯ НАСЫЩЕННОГО ПАРА И ВОДЫ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью лабораторной работы является экспериментальное нахождение термодинамической зависимости давления воды и насыщенного водяного пара от температуры.

Задача – провести сравнение экспериментальных данных с расчетными и табличными данными из литературного источника.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В энергетике для производства тепловой и электрической энергии в качестве рабочего тела применяется водяной пар или вода. В процессах рабочее тело претерпевает фазовые изменения.

Фазовый переход – термодинамический процесс перехода вещества из одной фазы в другую. *Фазовые переходы однокомпонентной системы – это изобарно-изотермические процессы*. Отличительной особенностью фазового перехода является то, что при его осуществлении удельные объем и энтропия системы испытывают скачок, т. е. изменяются с разрывом.

Среди многообразия фазовых переходов для практики наибольший интерес представляют парообразование – конденсация, плавление – кристаллизация, сублимация – десублимация.

Процесс превращения вещества из жидкого состояния в газообразное называется **парообразованием**. *Испарением* называется парообразование, которое происходит при любой температуре со свободной поверхности жидкости или твердого тела.

Процесс *кипения* заключается в том, что если к жидкости подводить теплоту, то при некоторой температуре, зависящей от рода вещества и давления, наступает процесс парообразования как на свободной поверхности, так и во всем объеме жидкости.

Конденсация – переход вещества из газообразного состояния (пара) в жидкое.

Плавление – переход из твердого состояния в жидкое, **кристаллизация** – из жидкого в твердое.

Сублимация – фазовый переход из твердого в газообразное (пар), **десублимация** – из пара в твердое состояние.

Наиболее известными термодинамическими диаграммами водяного пара и воды являются *pT*, *pv*, *Ts*, *is* диаграммы.

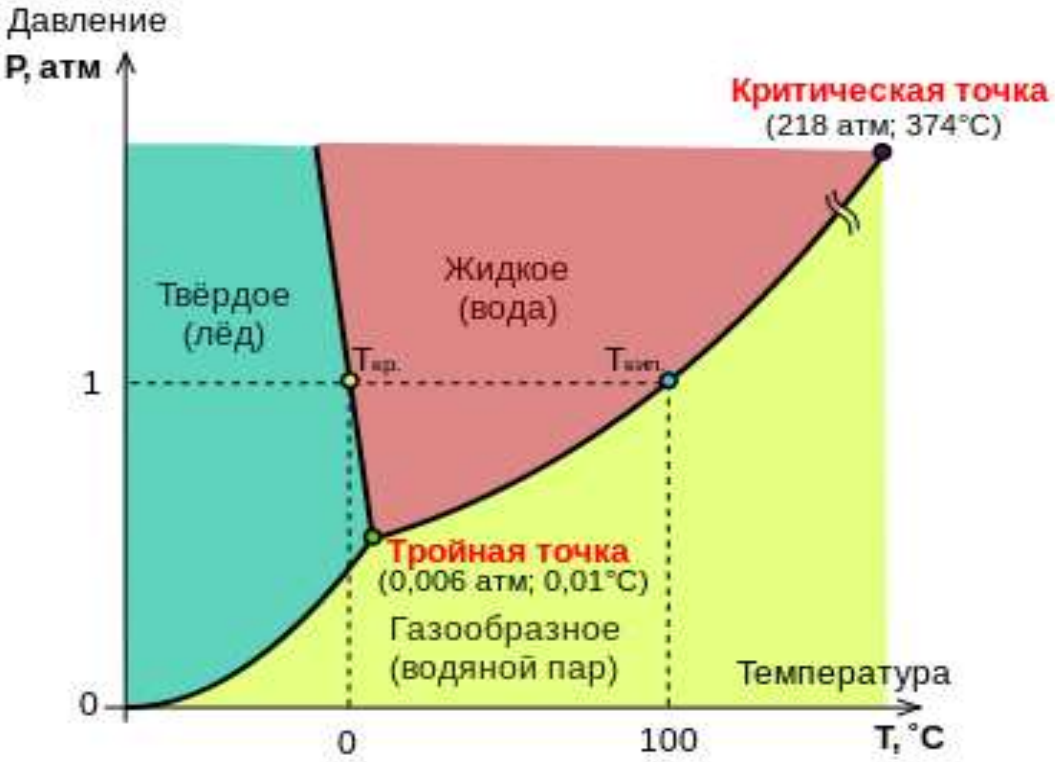


Рис. 1. Фазовая диаграмма для воды

На рис. 1 представлена фазовая *pT*-диаграмма для воды. Кривые фазового равновесия, соответствующие состояниям равновесно сосуществующих фаз, делят поверхность на однофазные области. К основным кривым фазового равновесия относятся кривые парообразования, сублимации, плавления.

Кривая парообразования (конденсации) – кривая на фазовой диаграмме, соответствующая равновесному сосуществованию жидкой и паровой фаз. Она начинается в тройной точке, где сосуществуют три фазы, и заканчивается в критической точке – двойной.

На рис. 2 (а, б) приведена *Ts* диаграмма качественно с отображением всех областей (а) и более подробно часть диаграммы (б), которая наиболее важна с точки зрения термодинамического анализа. На диаграмме линии АК и КС – пограничные кривые жидкости и пара, соединяющиеся в критической точке К.

Пограничная кривая жидкости (нижняя или левая пограничная кривая) – пограничная кривая, отделяющая область жидкости от области сосуществования жидкой и паровой фаз

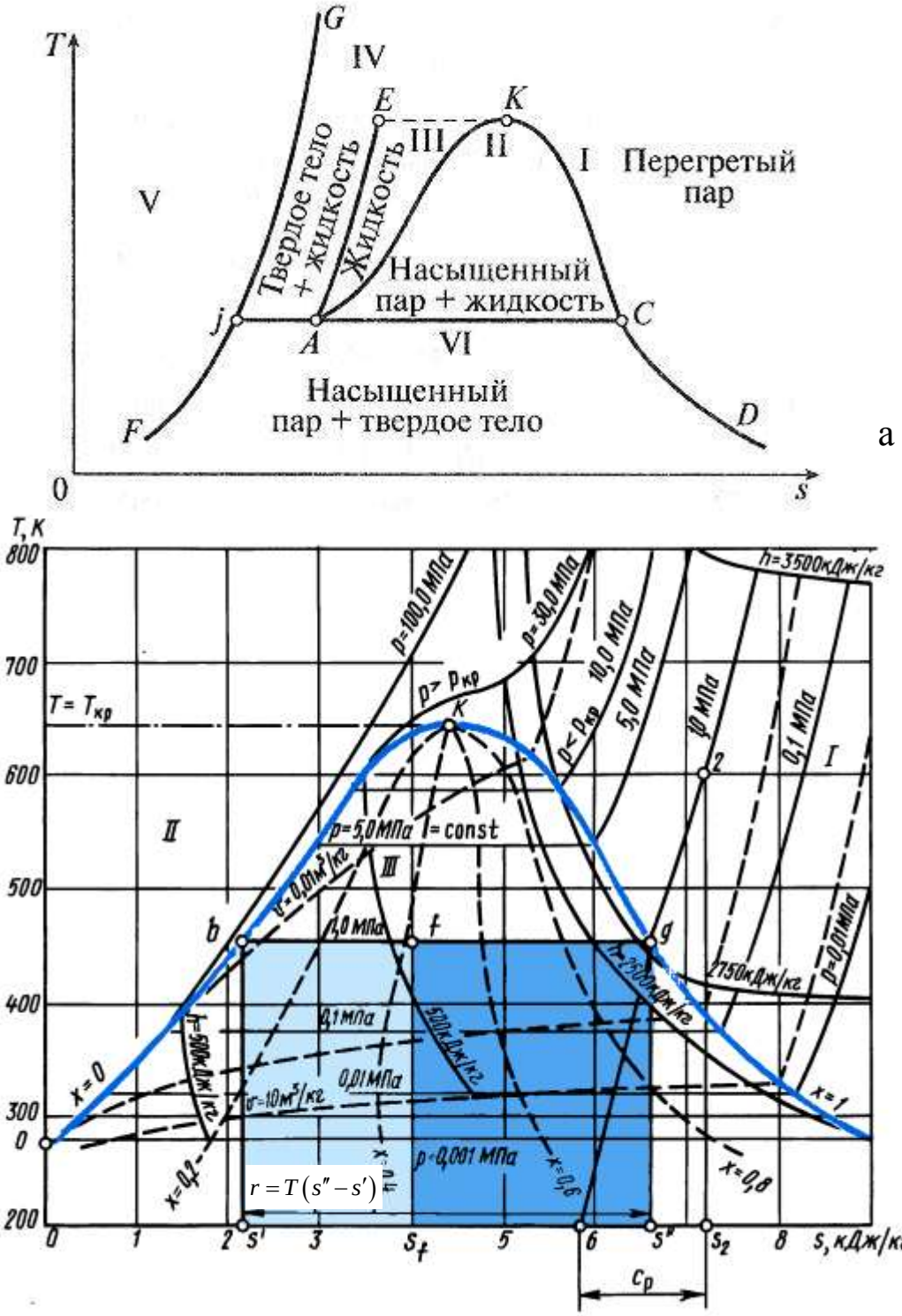


Рис. 2. *Ts* диаграмма для воды

(влажного пара). На этой пограничной кривой находятся состояния вещества, получившие название насыщенной или кипящей жидкости и обозначение параметров с одним верхним штрихом (i', s' и т. д.).

Пограничная кривая пара (верхняя или правая пограничная кривая) – пограничная кривая на диаграмме, отделяющая область перегретого пара от области сосуществования жидкой и паровой фаз (влажного пара). На ней находятся состояния вещества – сухого насыщенного пара, параметры которого обозначаются двумя верхними штрихами (i'', s'' и т.д.).

Нижняя (левая) и верхняя (правая) пограничные кривые получили свое название из *is* диаграммы (см. ниже).

Под пограничными кривыми – линией насыщения лежит область влажного насыщенного пара. Это двухфазная область равновесного сосуществования двух фаз: насыщенной жидкости и сухого насыщенного пара.

Слева от линии насыщения находится жидкость, справа – перегретый пар.

Влажный пар – равновесная смесь паровой и жидкой фаз (насыщенной жидкости и сухого насыщенного пара).

Сухой пар – пар при температуре кипения, в котором отсутствуют мелкодисперсные частицы жидкости.

Степень сухости влажного пара *x* – массовая доля сухого пара во влажном паре

$$x = \frac{m_{с.п.}}{m_{в.п.}} = \frac{m_{с.п.}}{m_{н.ж.} + m_{с.п.}} = \frac{m''}{m' + m''},$$

где $m_{в.п.} = m_{н.ж.} + m_{с.п.} = m' + m''$ – масса влажного насыщенного пара, кг; $m_{н.ж.} = m'$ – масса насыщенной жидкости, кг; $m_{с.п.} = m''$ – масса сухого насыщенного пара, кг.

Степень сухости величина безразмерная и имеет минимальное значение 0, максимальное 1 в долях или 0 и 100 % в процентах для насыщенной жидкости и сухого насыщенного пара, соответственно.

Степень влажности – массовая доля насыщенной жидкости во влажном паре

$$1 - x = \frac{m_{н.ж.}}{m_{в.п.}} = \frac{m_{н.ж.}}{m_{н.ж.} + m_{с.п.}} = \frac{m'}{m' + m''}.$$

Для влажного пара параметры, такие как удельный объем, энтальпия, энтропия находят по правилу аддитивности

$$v_x = v'(1 - x) + v''x,$$

$$i_x = i'(1-x) + i''x,$$
$$s_x = s'(1-x) + s''x.$$

Перегретый пар – пар, имеющий температуру выше, чем температура сухого насыщенного пара при том же давлении.

На рис. 3 и 4 изображены *pv* и *is* диаграммы. Расположение областей на этих диаграммах относительно пограничных кривых аналогично *Ts* диаграммы. Причем не зависимо от типа диаграммы **изобары в области влажного пара совпадают с изотермами**. Так как это линии фазовых переходов – парообразования и конденсации.

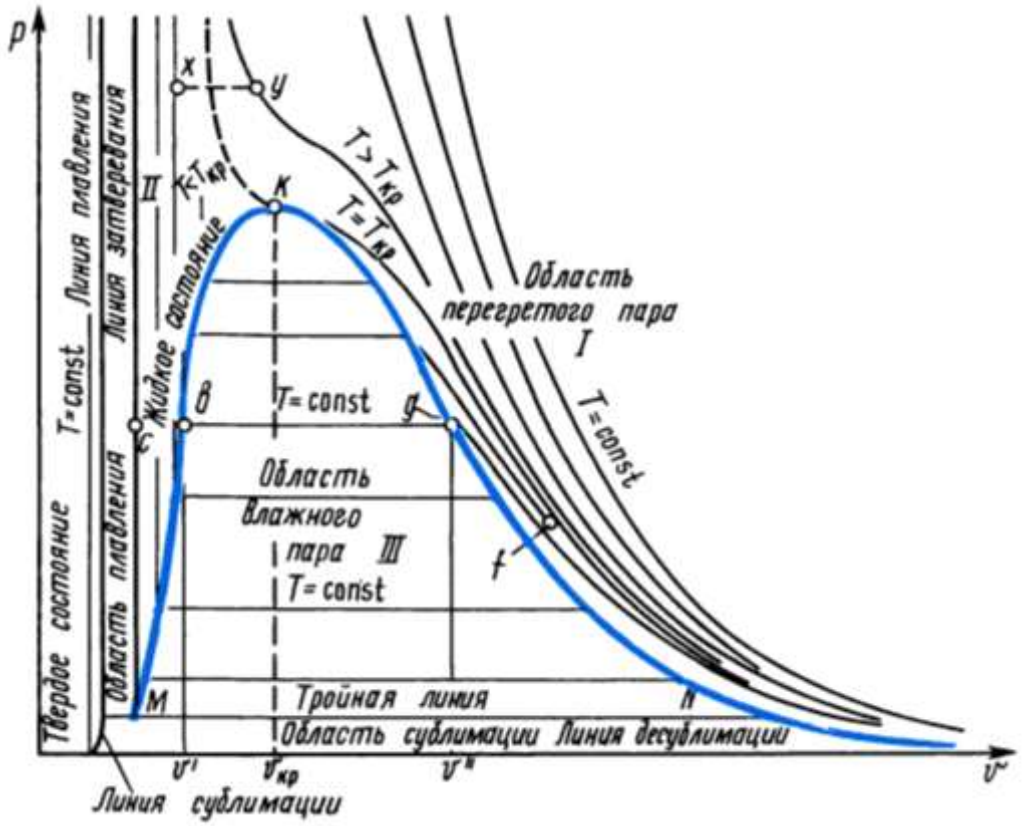


Рис. 3. *pv* диаграмма для воды

Эмпирически установлено, что каждому давлению соответствует определенная температура кипения данной жидкости (температура ее насыщенного пара), причем, согласно уравнению Клапейрона–Клаузиуса, для всех жидкостей температура кипения возрастает с повышением давления. При этом давление и температура насыщенного пара взаимно определяют одна другую, будучи связаны между собой уравнением общего вида

$$P_Н = f(T_Н) \text{ или } T_Н = f_1(P_Н). \qquad (1)$$

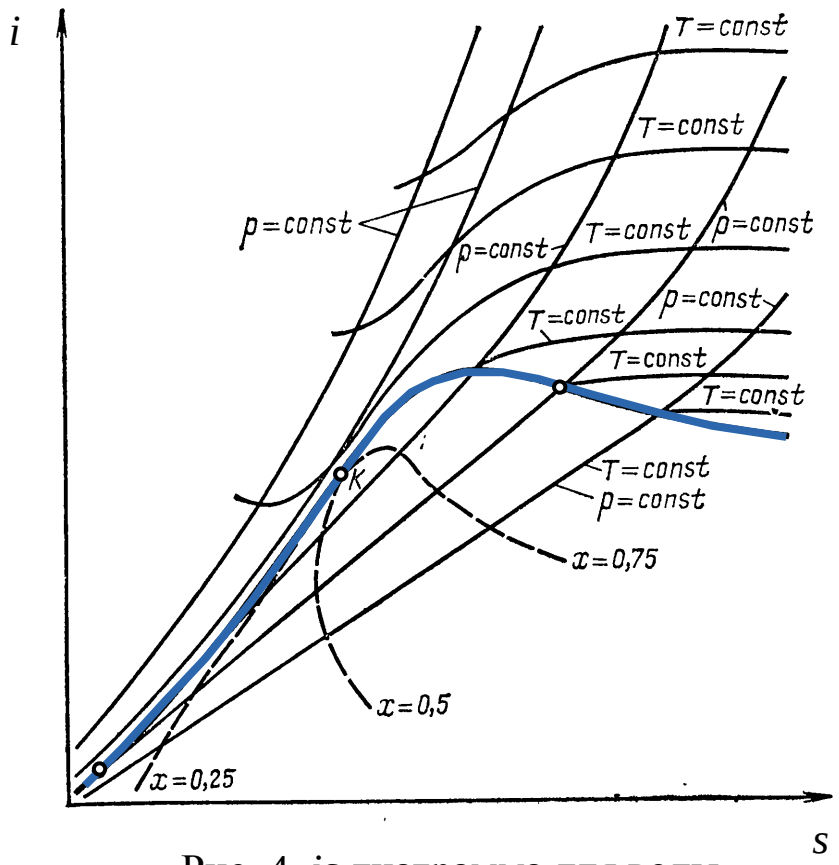


Рис. 4. *is* диаграмма для воды

В явном виде уравнение (1) получают либо приведением к эмпирической формуле результатов опытных наблюдений над данной жидкостью, либо интегрированием уравнения Клапейрона–Клаузиуса, записываемого применительно к фазовому переходу «жидкость-пар» следующим образом:

$$\frac{dP_{\text{Н}}}{dT_{\text{Н}}} = \frac{r}{T_{\text{Н}}(v'' - v')}, \tag{2}$$

где r – удельная теплота парообразования, Дж/кг; v'' – удельный объем насыщенного пара, м^3/кг; v' – удельный объем насыщенной жидкости, м^3/кг; $P_{\text{Н}}$– равновесное давление насыщения, Па; $T_{\text{Н}}$– абсолютная температура, К.

Интегрирование уравнения (2) дает, в частности, зависимость при принятых допущениях: $v' << v''$, пар подчиняется уравнению Клайперона–Менделеева для невысоких давлений:

$$\ln\frac{P_{\text{Н}}}{P_0} = \frac{r}{R}\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{\text{Н}}}\right), \tag{3}$$

где R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К); T_0 – температура насыщения, К, при атмосферном давлении P_0, Па.

Примечание. При атмосферном давлении P_0 = 101325 Па вода кипит при температуре T_0 = 373,15 К, при этом теплота парообразования ее равна $r = 2{,}26 \cdot 10^6$ Дж/кг. Удельная газовая постоянная для водяного пара R = 461 Дж/(кг·К).

Расчетными зависимостями типа (3) на практике пользуются редко, т.к. для большинства рабочих тел $P_Н$ и $T_Н$ приводятся в таблицах насыщенных паров.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Работа выполняется с использованием лабораторного стенда, схема которого представлена на рис. 1. В качестве рабочего тела используется дистиллированная вода, которая находится в сосуде *1*. К воде подводится тепло с помощью электрического нагревателя *2*. По вакуумметру *3* и прибору (ОВЕН) *4* снимаются показания давления (разрежения) и температуры воды и насыщенного пара.

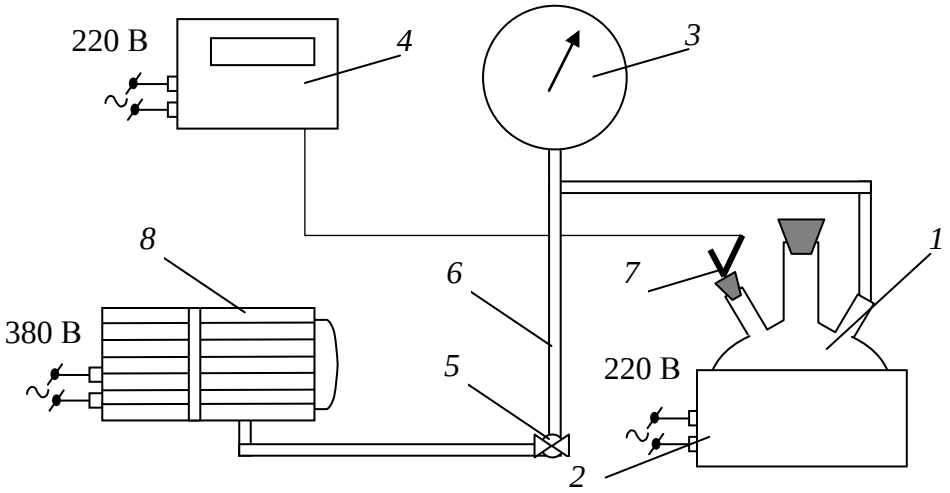


Рис. 1. Принципиальная схема лабораторного стенда:
1 – герметичный сосуд; *2* – электрический нагреватель;
3 – вакуумметр; *4* – прибор для измерения температуры (ОВЕН);
5 – вентиль; *6* – трубопровод; *7* – термопара; 8 – вакуум-насос

4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Перед началом опыта следует изучить правила техники безопасности и строго их выполнять.

1. Измерить атмосферное давление окружающего воздуха по барометру и записать в табл. 1.

2. Открыть вентиль *5*.

3. Включить в электрическую цепь прибор для измерения температуры (ОВЕН) *4* и электрический нагреватель *2*.

4. Дождаться нагрева воды до температуры 55 °С.

5. Для создания разрежения в сосуде включить вакуум-насос *8*.

6. После этого **медленно** поворачивая вентиль *5* довести воду в герметичном сосуде *1* до состояния кипения.

7. Произвести измерения температуры и давления разрежения и занести в табл. 1.

8. **Открыть вентиль *5* и выключить вакуум-насос *8*.**

9. Продолжить нагрев воды, например, до температуры 60 °С.

10. Опять включить вакуум-насос *8* и медленно поворачивая вентиль *5* довести воду до кипения, снять результаты. Таким образом сделать 6-8 измерений, учитывая, что максимальная температура может быть ≈ 95 °С. Результаты измерения заносить в табл. 1.

11. Отключить вакуум-насос *8*, нагреватель *2*, ОВЕН *4* от сети. Полностью открыть вентиль *5*.

5. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ОПЫТА

1. Давление разрежения, полученное при проведении работы, переводят из килограмм силы на квадратный сантиметр (кгс/см^2) в мегапаскали (МПа) из соотношения

$$1 \text{ кгс/см}^2 \approx 0{,}1 \text{ МПа},$$

а температуру – из градусов Цельсий (ºС) в градус Кельвин (К)

$$1^{\circ}\text{C} = 273 \text{ К}.$$

2. Вычисляют опытное абсолютное давление воды и насыщенного пара по формуле

$$P_{\text{Набс}} = P_{\text{атм}} - P_{\text{вак}}.$$

3. Далее из формулы (3) рассчитывают абсолютное давление воды и насыщенного пара, задаваясь опытными значениями температуры,

$$P_{н} = P_0 \cdot e^{\frac{r}{R}\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_н}\right)} \qquad (4)$$

4. Строят график зависимости $P_н = f(T_н)$, на котором изображают **три линии**:

а) по результатам проведенного опыта;

б) по табличным данным (см. приложение);

в) по результатам расчета по формуле (4).

Таблица 1

№	Давление разрежения воды и водяного пара, $P_{вак}$		Температура воды и пара, $T_н$		Атмосферное давление $P_{атм}$, МПа	Абсолютное давление воды и пара $P_н$, МПа	
	кгс/см^2	МПа	ºС	К		опытное	по формуле (4)
1.							
…							

6. ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ

В процессе выполнения лабораторной работы следует тщательно выполнять требования общей инструкции по технике безопасности в лаборатории и, кроме того, учитывать, что некоторые элементы стенда при выполнении настоящей работы **нагреваются до температур, способных вызывать ожоги**, а также то, что в сосуде создается некоторый вакуум и **резкая разгерметизация его недопустима**.

Не допускайте также повышения давления выше 1 кгс/см^2, так как вакуумметр предназначен для измерения разрежения, а получение избыточного давления приведет к поломке прибора.

7. ТРЕБОВАНИЯ К ОТЧЕТУ

Отчет оформляется на листах формата А4 и содержит:

1) титульный лист установленной формы;
2) кратко изложенные теоретические положения;
3) принципиальную схему лабораторной установки;
4) таблицу измеренных и расчетных величин;
5) обработку результатов;
6) график;
7) выводы по работе.

8. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется парообразованием, испарением и кипением?

2. Дать понятие конденсации, плавления, затвердевания, сублимации, десублимации.

3. Какой пар называется влажным насыщенным, сухим насыщенным, перегретым?

4. Что такое степень сухости и степень влажности, их взаимосвязь?

5. При каких условиях происходит процесс кипения?

6. Критическая точка воды, параметры.

7. Что такое теплота парообразования, как рассчитывается, единицы измерения?

8. *T-S* диаграмма для воды и водяного пара (качественно).

9. *i-S* диаграмма воды и водяного пара.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Зависимость давления от температуры воды и водяного пара на линии насыщения

$T_н$, К	$P_н$, МПа	$T_н$, К	$P_н$, МПа	$T_н$, К	$P_н$, МПа
326,15	0,0143	342,15	0,0298	358,15	0,0578
327,15	0,0150	343,15	0,0312	359,15	0,0601
328,15	0,0157	344,15	0,0325	360,15	0,0625
329,15	0,0165	345,15	0,0340	361,15	0,0649
330,15	0,0173	346,15	0,0354	362,15	0,075
331,15	0,0181	347,15	0,0370	363,15	0,0701
332,15	0,0190	348,15	0,0385	364,15	0,0728
333,15	0,0199	349,15	0,0402	365,15	0,0756
334,15	0,0209	350,15	0,0419	366,15	0,0785
335,15	0,0218	351,15	0,0437	367,15	0,0815
336,15	0,0229	352,15	0,0455	368,15	0,0845
337,15	0,0239	353,15	0,0474	369,15	0,0877
338,15	0,0250	354,15	0,0493	370,15	0,0909
339,15	0,0261	355,15	0,0513	371,15	0,0943
340,15	0,0273	356,15	0,0534	372,15	0,0978
341,15	0,0286	357,15	0,0556	373,15	0,101325

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

РАСЧЕТ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы является практическое изучение процессов теплообмена на действующей установке, экспериментальное исследование процесса теплопередачи и освоение методики расчета теплообменника «труба в трубе».

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Теплообменники типа «труба в трубе» широко используются в промышленности. Преимущество таких теплообменников заключается в разнообразии компоновок, они могут быть быстро собраны из стандартных элементов. При необходимости поверхность теплообмена может быть увеличена за счет установки дополнительных секций.

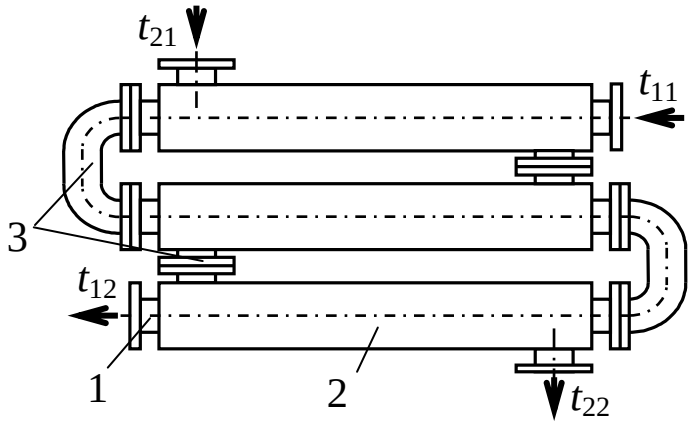


Рис. 1. Теплообменник «труба в трубе»: 1 – внутренняя труба; 2 – наружная труба; 3 – патрубки

Теплообменник «труба в трубе» (рис. 1) представляет собой трубу 1, концентрически размещенную в трубе 2 большего диаметра с патрубками 3 на концах для подвода теплоносителей от одной секции к другой. Тепло передается от одного теплоносителя к другому через цилиндрическую стенку (рис. 2). Тепловой поток, переданный через стенку, прямо пропорционален движущей силе процесса – средней разности температур между теплоносителями и обратно пропорционален термическому сопротивлению теплопередачи:

$$Q = \frac{\overline{\Delta t} F}{R} = kF\overline{\Delta t}, \qquad (1)$$

где Q – тепловой поток, Вт; $\overline{\Delta t}$ – средняя разность температур теплоносителей (температурный напор), ºС; R – термическое сопротивление теплопередачи, м^2·К/Вт; F – площадь теплопередающей поверхности, м^2.

Термическое сопротивление теплопередачи складывается из термического сопротивления теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке трубы, термического сопротивления стенки и термического сопротивления теплоотдачи от стенки трубы к холодному теплоносителю. Кривизной цилиндрической стенки можно пренебречь, когда отношение наружного диаметра к внутреннему меньше 1,8. И при расчете термического сопротивления теплопередачи принять что стенка плоская, тогда цилиндрической стенки плотность теплового потока относят к внутренней или наружной поверхности стенки. Термическое сопротивление теплопередачи цилиндрической стенки, отнесенное к единице внутренней поверхности стенки, равно

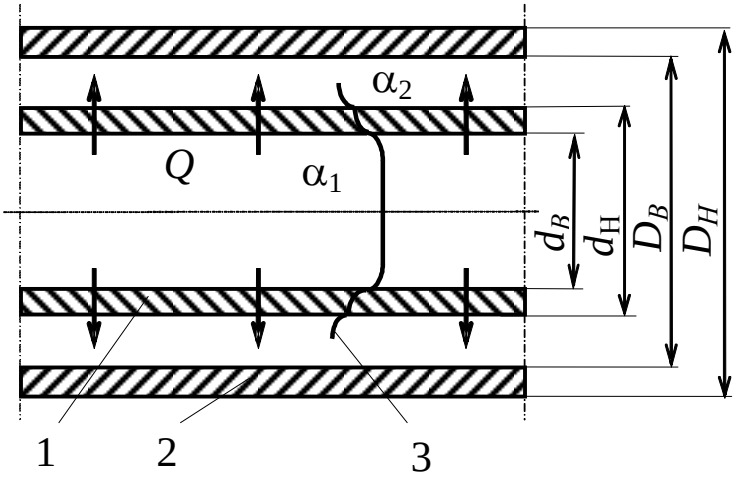


Рис. 2. Теплопередача через цилиндрическую стенку:
1 – внутренняя труба; 2 – кольцевой канал; 3 – профиль температуры

$$R = R_{\alpha_1} + R_{\lambda} + R_{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_T}{\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_2}, \qquad (2)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя, протекающего во внутренней трубе, к внутренней поверхности трубы, Вт/(м^2·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубы к теплоносителю, протекающему в кольцевом канале, Вт/(м^2·К); λ_T – коэффициент теплопроводности материала внутренней трубы (для стали 46,5 Вт/(м·К)), Вт/(м·К); δ_T – толщина стенки внутренней трубы, м.

Коэффициент k, обратный термическому сопротивлению теплопередачи, называется коэффициентом теплопередачи и рассчитывается по зависимости:

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_T}{\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (3)$$

Средняя разность температур определяется как среднелогарифмическая:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \qquad (4)$$

где $\Delta t_б$ – большая разность температур теплоносителей, °С; $\Delta t_м$ – меньшая разность температур теплоносителей, °С.

Коэффициент теплоотдачи α **при развитом турбулентном течении** в трубах и каналах ($\mathrm{Re} > 10^4$) равен

$$\alpha = 0{,}021 \frac{\lambda}{d} \mathrm{Re}^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}43}, \qquad (5)$$

где $\mathrm{Re} = \frac{\omega d \rho}{\mu}$ – критерий Рейнольдса; $\mathrm{Pr} = \frac{c_p \mu}{\lambda}$ – критерий Прандтля; ω – средняя скорость движения теплоносителя, м/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м^3; λ – теплопроводность теплоносителя, Вт/(м·К); c_p – изобарная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); μ – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с; d – эквивалентный диаметр, для *трубы круглого сечения* равен внутреннему диаметру трубы $d_В$, для *кольцевого канала* $d = D_В - d_Н$, м.

Определяющая температура – средняя температура теплоносителя. Теплофизические свойства теплоносителей в зависимости от температуры приведены в Приложении.

Тепловой поток, отданный горячим теплоносителем, равен

$$Q_1 = c_{p1} G_1 |t_{11} - t_{12}|, \qquad (6)$$

а полученный холодным теплоносителем

$$Q_2 = c_{p2} G_2 |t_{21} - t_{22}|, \qquad (7)$$

где G_1, G_2 – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей соответственно, кг/с; t_{11}, t_{12} – температура на входе и выходе горячего теплоносителя, ºС; t_{21}, t_{22} – температура на входе и выходе холодного теплоносителя, ºС.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

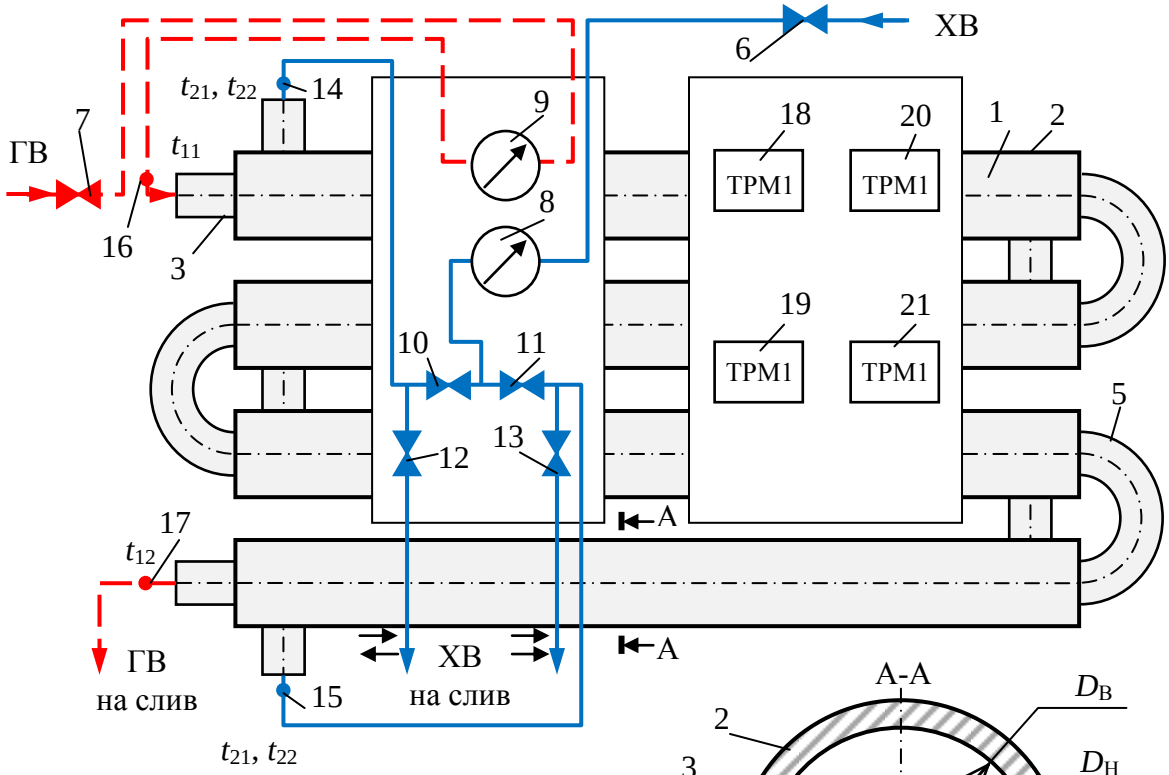
Схема лабораторной установки представлена на рис. 3. Теплообменник «труба в трубе» состоит из 4-х секций, расположенных горизонтально. Секции 1 состоят из наружной трубы большого диаметра 2, и внутри этой трубы проходит труба меньшего диаметра 3, по которой протекает горячая вода. Между наружной и внутренней трубами образуется кольцевой зазор 4, по которому протекает холодная вода (см. сечение А-А). Секции теплообменника соединяются коленами 5, выполненными без теплоизоляции.

В установку из системы холодного водоснабжения подается холодная вода (ХВ), из системы отопления – горячая (ГВ). Расход холодной воды регулируется вентилем 6, горячей – вентилем 7. Расходы холодной и горячей воды измеряются счетчиками 8 и 9.

Холодный поток воды поступает в теплообменник и движется по кольцевому зазору между наружной поверхностью трубы 3 и внутренней поверхностью наружной трубы 2 (см. сечение А-А), называемому межтрубное пространство. Направление движения холодной воды можно изменять вентилями 10, 11, 12, 13 блока управления режимами и схемами движения. Горячая вода подается в малую внутреннюю трубу и движется по трубному пространству. В процессе теплообмена холодная вода нагревается, а горячая охлаждается. Температуры холодного и горячего теплоносителей на входе и выходе теплообменника измеряют термометрами или термопарами, подключенными к показывающим измерителям-регуляторам фирмы «ОВЕН» 14, 15 – холодной воды; 16, 17 – горячей воды.

В табл. 1 представлены основные размеры теплообменного аппарата «труба в трубе».

<u>В ходе выполнения лабораторной работы</u> производят следующие измерения: расходы холодной и горячей воды с помощью счетчиков 8 и 9 за определенное время. Также измеряют температуры холодного и горячего теплоносителей на входе и выходе теплообменника термопарами. Измерения заносят в табл. 1 Приложения.



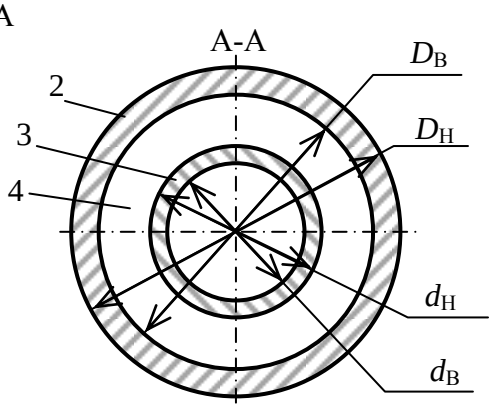


Рис. 3. Схема лабораторной установки «теплообменник «труба в трубе»: 1 – секция теплообменника; 2 – наружная труба; 3 – внутренняя труба; 4 – кольцевой зазор; 5 – соединительное колено; 6 – вентиль подачи; 7 – вентиль подачи горячей воды; 8, 9 – счетчики холодной и горячей воды; 10, 11, 12, 13 – вентили задания схемы движения (прямоток, противоток); 14, 15 – термометры холодной воды; 16, 17 – термометры горячей воды; 18 – измеритель регулятор холодной воды (вход – прямоток; выход – противоток); 19 – измеритель регулятор холодной воды (при прямотоке – на выходе; при противотоке – на входе); 20, 21 – измеритель регулятор горячей воды на входе и выходе; ГВ – горячая вода; ХВ – холодная вода

4. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ

1. Уточняем индексы у теплоносителей и место их движения (пространство теплообменного аппарата).

Индекс	Теплоноситель	Пространство теплообменника
1	горячая вода	трубное пространство
2	холодная вода	межтрубное пространство

2. По показаниям счетчиков определяют объемные расходы теплоносителей, м^3/с,

Таблица 1

Наименование элемента	Размер
Наружная труба	
- наружный диаметр D_H, м	0,048
- внутренний диаметр D_B, м	0,040
- толщина стенки δ_H, м	0,004
- длина секции аппарата L_1, м	1,0
- общая длина аппарата L, м	4,0
Внутренняя труба	
- наружный диаметр d_H, м	0,025
- внутренний диаметр d_B, м	0,020
- толщина стенки δ_B, м	0,0025

$$V_1 = \frac{10^{-3} b_1}{\tau_1};\ V_2 = \frac{10^{-3} b_2}{\tau_2}.$$

3. Из геометрических размеров теплообменника (табл. 1) рассчитывают площадь сечения каждого потока, м^2,

$$S_1 = \frac{\pi d_B^2}{4};\ S_2 = \frac{\pi\left(D_B^2 - d_H^2\right)}{4}.$$

4. Вычисляют скорости движения теплоносителей, м/с,

$$\omega_1 = \frac{V_1}{S_1};\ \omega_2 = \frac{V_2}{S_2}.$$

5. Находят определяющие температуры теплоносителей, °С,

$$\bar{t}_1 = \frac{t_{11} + t_{12}}{2};\ \bar{t}_2 = \frac{t_{21} + t_{22}}{2}.$$

6. Массовые расходы рассчитывают через объемные, кг/с,

$$G_1 = V_1 \rho_1;\ G_2 = V_2 \rho_2,$$

где ρ_1 и ρ_2 – плотность воды в зависимости от определяющей температуры берут из табл. 3 приложения, кг/м^3.

Критерии Re_1 и Re_2 для теплоносителей во внутренней трубе и кольцевом канале теплообменника находят как

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{\omega_1 d_1 \rho_1}{\mu_1};\ \mathrm{Re}_2 = \frac{\omega_2 d_э \rho_2}{\mu_2},$$

где μ_1 и μ_2 – динамический коэффициент вязкости в зависимости от определяющей температуры (табл. 3 приложения), Па·с; определяющий размер – см. описание уравнения (5).

2. По значениям критерия Рейнольдса определяют режим движения теплоносителя (турбулентный) и рассчитывают коэффициенты теплоотдачи α_1 во внутренней трубе и α_2 в кольцевом канале по формуле (5). Все теплофизические свойства берут из табл. 3 приложения.

3. Вычисляют термическое сопротивление по уравнению (2) расчетный коэффициент теплопередачи k по формуле (3), среднюю разность температур по формуле (4).

4. По формуле (1) рассчитывают тепловой поток Q, переданный через стенку трубы от одного теплоносителя к другому, где $F = \pi d_B L$. Вычисляют количества тепла Q_1, отданное горячим теплоносителем, по формуле (6) и Q_2, полученное холодным теплоносителем, по уравнению (7).

5. Полученные данные заносят в табл. 2 Приложения.

6. Выводы формулируются по значениям теплового потока Q, переданного через стенку трубы от одного теплоносителя к другому, количеству теплоты Q_1, отданное горячим теплоносителем, и Q_2, полученное холодным теплоносителем.

5. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

Запрещается:

1. Оставлять работающий стенд без присмотра.
2. Работать с незаземленным оборудованием.
3. Касаться проводников, металлических клемм и других деталей, находящихся под электрическим напряжением.
4. Если возникло возгорание, следует немедленно обесточить лабораторную установку, вызвать пожарную команду и тушить огонь только углекислотным огнетушителем.

6. ТРЕБОВАНИЯ К ОТЧЕТУ

Отчет оформляется на листах бумаги формата А4 в соответствии со стандартами. Отчет должен содержать:

а) титульный лист установленной формы;
б) краткое изложение теоретических положений;
в) принципиальную схему установки;
г) таблицы измеренных и рассчитанных величин;
д) обработку результатов опыта;
е) выводы.

7. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Расчет теплопередачи и термического сопротивления через плоскую стенку при граничных условиях третьего рода.

2. Движущая сила процесса теплопередачи, термическое сопротивление процессу.

3. Расчет среднего температурного напора между теплоносителями при прямотоке, противотоке, перекрестном и смешанном токе.

4. Как выбирается определяющая температура, что такое определяющий размер?

5. Назовите основное уравнение теплопередачи, поясните. Дайте определение коэффициенту теплопередачи.

6. Смысл критерия Нуссельта.

7. Что характеризует критерий Прандтля?

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Измеряемые величины

Схема движения	Горячий теплоноситель				Холодный теплоноситель			
	t_{11}, °C	t_{12}, °C	показание счетчика b_1, л	время τ_1, с	t_{21}, °C	t_{22}, °C	показание счетчика b_2, л	время τ_2, с

Таблица 2

Расчетные величины

Горячий теплоноситель	Объемный расход V_1, м^3/с	
	Площадь сечения потока S_1, м^2	
	Определяющая температура $\overline{t_1}$, °C	
	Массовый расход G_1, кг/с	
	Скорость потока ω_1, м/с	
	Критерий Рейнольдса Re_1	
	Коэффициент теплоотдачи α_1, Вт/(м^2·К)	
	Количество выделившейся теплоты Q_1, Вт	
Холодный теплоноситель	Объемный расход V_2, м^3/с	
	Площадь сечения потока S_2, м^2	
	Определяющая температура $\overline{t_2}$, °C	
	Массовый расход G_2, кг/с	
	Скорость потока ω_2, м/с	

Продолжение табл. 2

	Критерий Рейнольдса Re_2	
	Коэффициент теплоотдачи α_2, Вт/(м^2·К)	
	Количество воспринятой теплоты Q_2, Вт	
Коэффициент теплопередачи k, Вт/(м^2·К)		
Термическое сопротивление теплопередачи R, (м^2·К)/Вт		
Средний температурный напор $\overline{\Delta t}$, К		
Площадь поверхности теплообмена F, м^2		
Тепловой поток, переданный через стенку, Q, Вт		

Таблица 3

Теплофизические свойства воды в зависимости от температуры

t, °С	ρ, кг/м^3	μ, мПа·с	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	t, °С	ρ, кг/м^3	μ, мПа·с	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)
0	999,8	1,792	4,217	0,5609	36	993,7	0,7085	4,179	0,6247
1	999,9	1,731	4,215	0,5628	38	993,0	0,6814	4,179	0,6277
2	999,9	1,673	4,212	0,5647	40	992,3	0,6560	4,179	0,6307
3	1000,0	1,619	4,210	0,5667	42	991,5	0,6321	4,179	0,6333
4	1000,0	1,567	4,207	0,5686	44	990,7	0,6097	4,180	0,6359
5	1000,0	1,519	4,205	0,5705	46	989,8	0,5883	4,180	0,6384
6	1000,0	1,473	4,202	0,5724	48	988,9	0,5683	4,181	0,6410
7	999,9	1,428	4,200	0,5743	50	988,0	0,5494	4,181	0,6436
8	999,9	1,386	4,197	0,5763	52	987,1	0,5315	4,182	0,6457
9	999,8	1,346	4,195	0,5782	54	986,2	0,5146	4,183	0,6479
10	999,7	1,308	4,192	0,5801	56	985,2	0,4985	4,183	0,6500
12	999,6	1,236	4,190	0,5838	58	984,2	0,4832	4,184	0,6522
14	999,3	1,171	4,188	0,5875	60	983,2	0,4688	4,185	0,6543
16	999,0	1,111	4,186	0,5911	62	982,1	0,4550	4,186	0,6560
18	998,7	1,056	4,184	0,5948	64	981,1	0,4418	4,187	0,6578
20	998,3	1,005	4,182	0,5985	66	979,9	0,4293	4,188	0,6595
22	997,8	0,9579	4,181	0,6019	68	978,8	0,4174	4,189	0,6613
24	997,4	0,9142	4,180	0,6053	70	977,7	0,4061	4,190	0,6630
26	996,8	0,8737	4,180	0,6088	72	976,5	0,3952	4,191	0,6644
28	996,3	0,8360	4,179	0,6122	74	975,3	0,3849	4,192	0,6657
30	995,7	0,8007	4,178	0,6156	76	974,1	0,3750	4,194	0,6671
32	995,1	0,7679	4,178	0,6186	78	972,9	0,3655	4,195	0,6684
34	994,4	0,7371	4,178	0,6216	80	971,6	0,3565	4,196	0,6698

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ГЛАВНОЙ СТОЛОВОЙ КУЗГТУ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью лабораторной работы является изучение теплового режима работы отопления столовой, а именно определение тепловых потерь ограждающих конструкций с целью сведения теплового баланса здания при заданных условиях.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Для определения тепловой мощности системы отопления составляют баланс часовых расходов теплоты, Вт, для расчетного зимнего периода в виде:

$$\sum Q_0 = Q_{\text{огр}} + \sum Q_{\text{д}} + Q_{\text{и}} + Q_{\text{техн}}, \qquad (1)$$

где $Q_{\text{огр}}$ – основные потери теплоты через ограждающие конструкции здания, Вт; $\sum Q_{\text{д}}$ – суммарные добавочные потери теплоты через ограждающие конструкции здания, Вт; $Q_{\text{и}}$ – расход тепла на нагревание воздуха, поступающего в помещение при инфильтрации (можно принять как 3–5 % от $Q_{\text{огр}}$), Вт, $Q_{\text{техн}}$ – дебаланс между расходом тепла на технологические нужды и минимальными технологическими и бытовыми теплопоступлениями, Вт.

Сведением всех составляющих поступлений и расходов теплоты в тепловом балансе помещения определяется дефицит или избыток теплоты. Дефицит теплоты указывает на необходимость устройства в помещении отопления, а избыток теплоты обычно ассимилируется (разбавляется) воздухом и с ним отводится из помещения вентиляцией.

Основные потери теплоты $Q_{\text{огр}}$, Вт, через рассматриваемые ограждающие конструкции зависят от разности температуры наружного и внутреннего воздуха и рассчитываются с точностью до 10 Вт по формуле

$$Q_{\text{огр}} = Fk\left(t_{\text{В}} - t_{\text{Н}}\right)n, \qquad (2)$$

где n – коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху (табл. 1 приложения), $t_{\text{В}}$ – расчетная температура воздуха

в помещении, °С; $t_Н$ – расчетная зимняя температура наружного воздуха, равная средней температуре наиболее холодной пятидневки для определенного населенного пункта (для г. Кемерово $t_Н = –39$ °С); k – коэффициент теплопередачи между воздухом внутри помещения и наружным воздухом через наружное ограждение, Вт/(м^2·К); F – площадь ограждающей конструкции, м^2.

Коэффициент теплопередачи обратно пропорционален полному термическому сопротивлению теплопередачи:

$$k = \frac{1}{R_0}. \tag{3}$$

Полное термическое сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции R_0, (м^2·°С)/Вт, рассчитывается как

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_в} + R + \frac{1}{\alpha_н} \tag{4}$$

где $\alpha_в$ – коэффициент теплоотдачи от воздуха к внутренней поверхности ограждающих конструкций (табл. 2 приложения), Вт/(м^2·К); $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности ограждающей конструкции к окружающему воздуху (табл. 2 приложения), Вт/(м^2·К); R –термическое сопротивление ограждающей конструкции, (м^2·°С)/Вт.

Термическое сопротивление ограждающей конструкции, состоящей из нескольких последовательно размещенных однородных слоев, расположенных перпендикулярно тепловому потоку, можно вычислить по уравнению

$$R = \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + ... + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \tag{5}$$

где δ_1, δ_2, δ_i, …, δ_n – толщины отдельных слоев, м; λ_1, λ_2, λ_i, …, λ_n – коэффициенты теплопроводности материалов отдельных слоев Вт/(м·°С). Например, характеристики для ограждающих конструкций столовой КузГТУ сведены в табл. 3 приложения.

Теплопотери через внутренние ограждения между смежными помещениями следует учитывать при разности температуры воздуха t в этих помещений более 3 °С.

Добавочные потери теплоты через ограждающие конструкции здания состоят из теплопотерь, определяемых ориентацией ограждений по сторонам света и прочих теплопотерь.

Дополнительные теплопотери, Вт, определяемые ориентацией ограждений (стен, дверей, световых проемов) по сторонам света, рассчитываются как

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{огр}}\beta, \tag{6}$$

где β – коэффициент добавки на ориентацию (рис. 1). Тогда уравнение (2) с учетом коэффициента добавки на ориентацию по сторонам света будет иметь вид

$$Q_{\text{огр}} = Fk\left(t_{\text{В}} - t_{\text{Н}}\right)n\left(1+\beta\right). \tag{7}$$

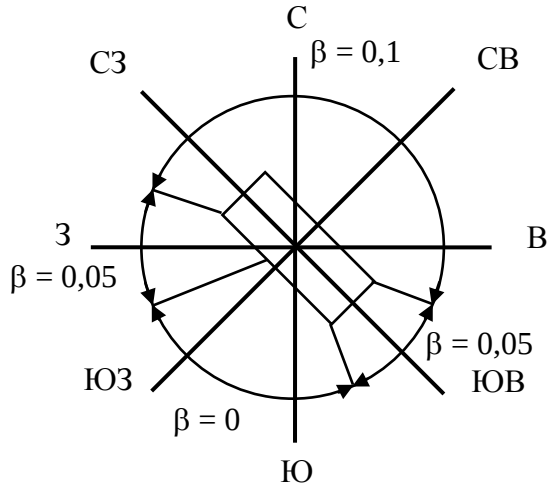


Рис. 1. Значения коэффициента добавки β на ориентацию

Прочие дополнительные теплопотери в долях от основных потерь:

- при наличии двух и более наружных стен принимается добавка на все вертикальные ограждения, равная 0,05;

- для угловых помещений и помещений, имеющих два и более наружных вертикальных ограждения, температуру внутреннего воздуха принимают для жилых зданий на 2 °С выше расчетной, а для зданий другого назначения повышение температуры учитывают добавкой 0,05 к основным теплопотерям вертикальных наружных ограждений;

- на нагревание холодного воздуха, поступающего при кратковременном открывании наружных входов, не оборудованных воздушно-тепловыми завесами, принимаются в зависимости от типа входных дверей и высоты здания *H*, м, например, для двойных дверей с тамбурами между ними в размере 0,27*H*.

К частным случаям определения теплопотерь через ограждающие конструкции относят **расчет потерь тепла через неутепленные полы.**

Поверхность пола для расчета разбивают на четыре зоны по

2 м, параллельно наружным стенам (рис. 2). В соответствии с требованиями **СП 60.13330.2012**, термическое сопротивление теплопередаче для утепленных полов составляет:

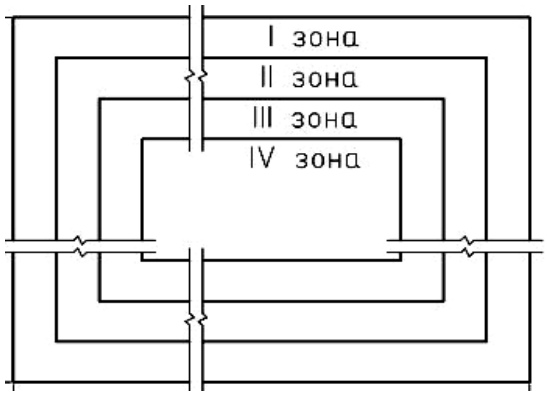


Рис. 2. Разбивка поверхности пола на зоны

для I зоны R_{I} = 2,1 (м^2·°С)/Вт;
для II зоны R_{II} = 4,3 (м^2·°С)/Вт;
для III зоны R_{III} = 8,6 (м^2·°С)/Вт;
для IV зоны R_{IV} = 14,2 (м^2·°С)/Вт.

Определяют общую площадь пола, м, зная длину и ширину:

$$F_{\text{общ}} = ab, \qquad (8)$$

где a – длина пола, м; b – ширина пола, м.

После чего проводят расчет площади каждой зоны F_i, согласно рис. 2, исходя из общей площади пола.

Для определения потерь тепла, Вт, через пол по зонам используют зависимость

$$Q_i = F_i \frac{1}{R_i}\left(t_{\text{В}} - t_{\text{Н}}\right). \qquad (9)$$

Тогда общие потери через пол составят

$$Q_{\text{пол}} = \sum_{i=1}^{4} Q_i\,. \qquad (10)$$

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

3.1. Ограждающие конструкции столовой КузГТУ

Главная столовая КузГТУ представляет собой двухэтажное здание размером 42,8×37,8 м с высотой одного этажа 3,7 м. Схема здания с его ориентацией по сторонам света изображена на рис. 3.

Стены здания (рис. 4) – крупнопанельные блочные с уже выветренными швами, перекрытия – железобетонные, перегородки внутри здания кирпичные, панельные (табл. 3 приложения). Крыша (кровля) покрыта рубероидом, пол бетонный (табл. 3 приложения). Имеются оконные переплеты – двухстворчатые пластиковые и деревянные, трехстворчатые пластиковые (табл. 4

приложения). Дверные переплеты входные – четырехстворчатые пластиковые (табл. 4 приложения).

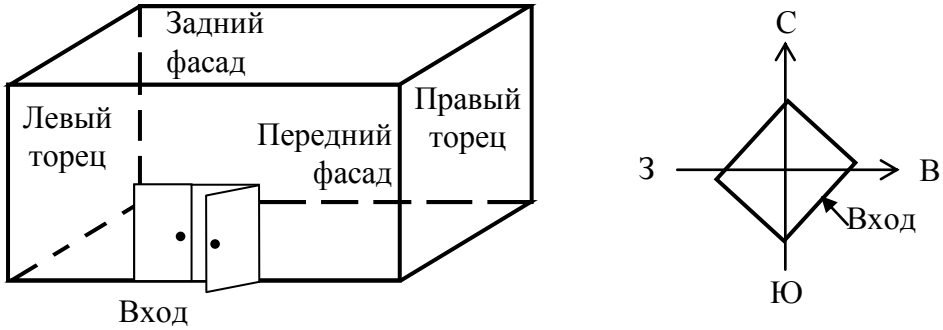


Рис. 3. Схема здания главной столовой КузГТУ

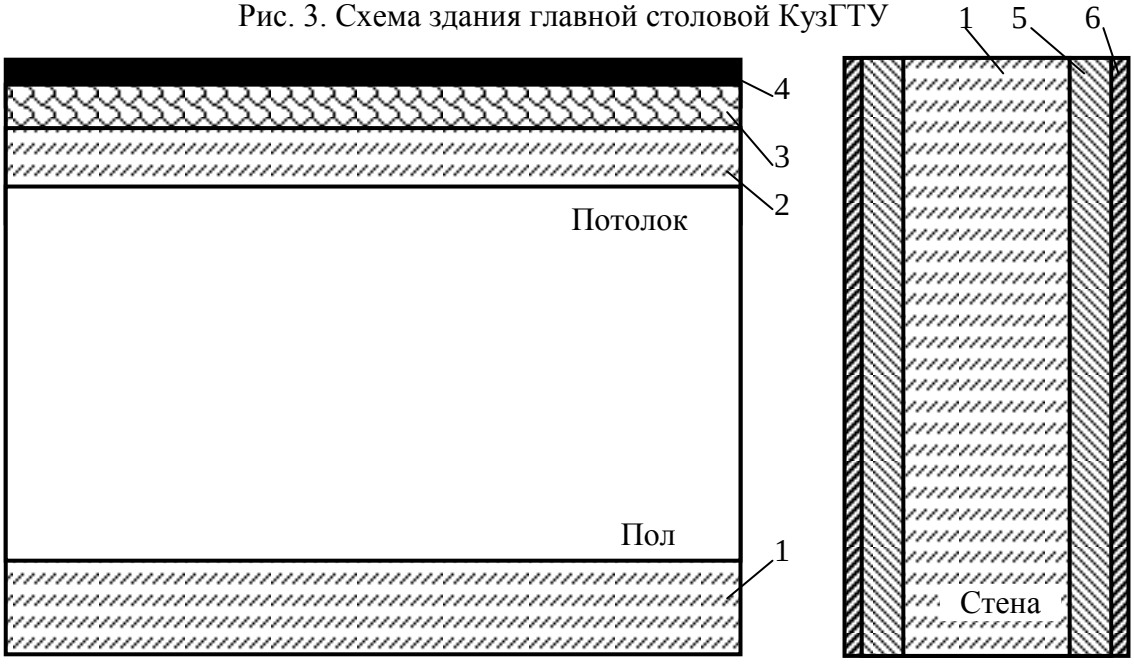


Рис. 4. Структура (слои) ограждающих поверхностей столовой КузГТУ:
1 – бетон; 2 – железобетон; 3 – керамзит; 4 – рубероид;
5 – штукатурка; 6 – краска

3.2. Индивидуальный тепловой пункт

Тепловой пункт – комплекс устройств, расположенный в обособленном помещении, состоящий из элементов тепловых энергоустановок, обеспечивающих присоединение этих установок к тепловой сети, их работоспособность, управление режимами теплопотребления, преобразование, регулирование параметров теплоносителя и распределение теплоносителя по видам потребителей. Иначе, тепловой пункт – является автоматизированным узлом управления, присоединенных к тепловой сети потребителей тепла для отопления и горячего водоснабжения. Подразделяется на ЦТП и ИТП.

ЦТП – центральный тепловой пункт. Обычно ЦТП снабжает теплом, горячей и холодной водой нескольких абонентов, или комплекс зданий, подключенных к нему через разводящие сети.

ИТП – это **индивидуальный тепловой пункт** и его задача заключается в снабжении теплом, горячей и холодной водой одного здания, например, главной столовой КузГТУ (рис. 5).

От правильной работы теплового пункта зависит обеспечение нормальной температуры помещения, а также работа системы вентиляции и **горячего водоснабжения (ГВС).**

Принцип работы теплового пункта (рис. 5) заключается в следующем: из тепловой сети (магистрального трубопровода) под определенным напором поступает горячая вода, которая входит по вводному (прямому) трубопроводу через задвижку. Давление воды на входе значительно больше, чем требуется внутренней системе, поэтому в схеме теплового пункта предусматривают наличие специального прибора – регулятора перепада давления 5. Также в тепловом пункте предусмотрено для дополнительного контроля регулирования давления регулирующий клапан 1 с электроприводом 2. Для контроля температуры в системе установлены датчики температуры 3, 4. Вода по трубам распределяется на различные нужды столовой: отопление, в систему вентиляции (обогрев воздуха в калориферах) и горячего водоснабжения (ГВС).

Система ГВС столовой – закрытая, т. е. вода из магистрального трубопровода поступает в пластинчатый теплообменник 6, где она нагревает холодную воду для нужд ГВС.

В узле предусмотрен накопительный бак, который исходя из своего названия, запасает воду для критических ситуаций, которые могут возникнуть (пиковые нагрузки, авария на магистральном трубопроводе и т. д.). В системе теплового пункта применена принудительная циркуляция теплоносителя, которая осуществляется при помощи циркуляционных насосов 9, 10, 11.

В конечном итоге, горячая вода, пройдя отопительные приборы системы отопления (отработанная вода), с пониженной температурой проходит через тепловой пункт и уходит обратно в тепловую сеть, но уже по другому (обратному) трубопроводу.

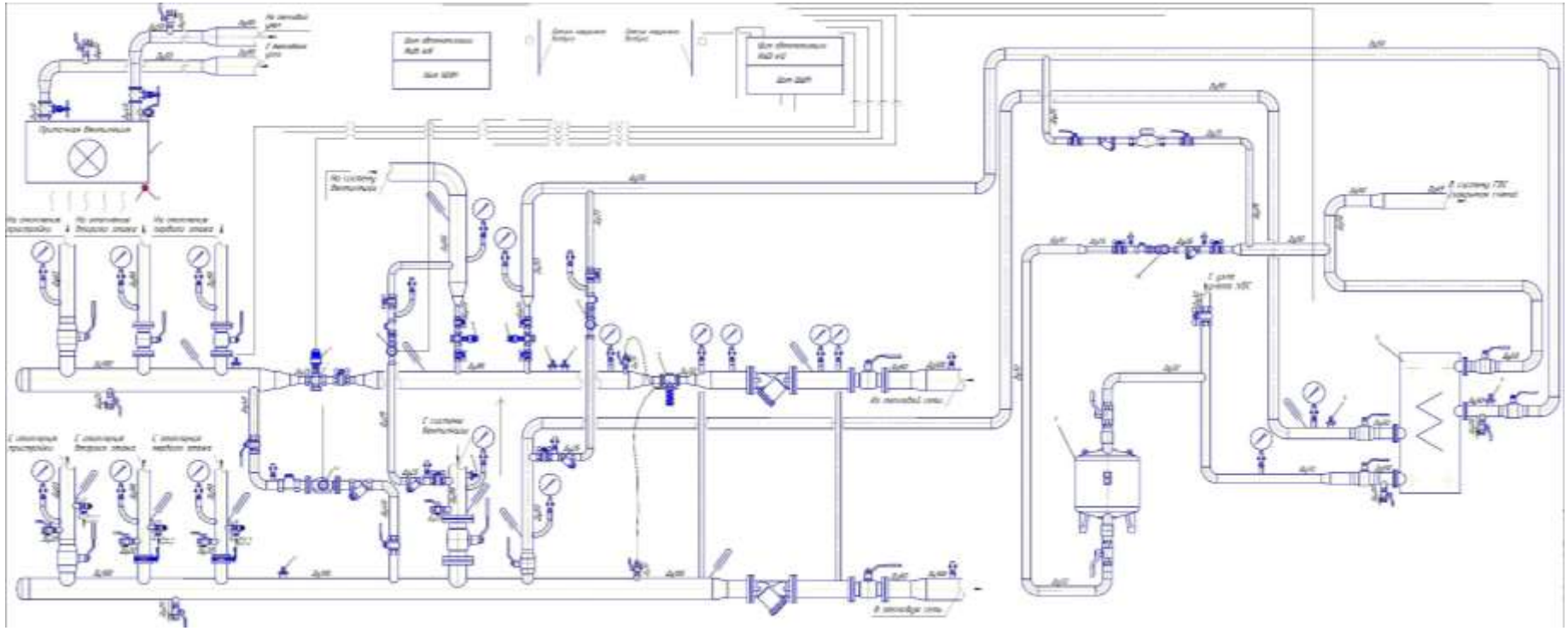


Рис. 5. Схема индивидуального теплового пункта главной столовой КузГТУ:
1 – регулирующий клапан; 2 – привод для регулирующего клапана;
3, 4 – датчик температуры погружной;
5 – регулятор давления прямого действия; 6 – пластинчатый теплообменник для системы ГВС; 7 – накопительный бак;
8 – приточная вентиляция (воздушная завеса); 9, 10, 11 – циркуляционный насос

4. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИЗМЕРЕНИЙ

Для проведения измерений необходимо подготовить табл. 5 приложения для записи измеряемых величин и переместиться в тепловой узел, расположенный с левого торца в здании главной столовой КузГТУ. С собой нужно иметь один или несколько датчиков температуры (термометров) для измерений от – 30 до + 30 °С, секундомер и при необходимости ультразвуковой расходомер.

В тепловом узле:

1. записываем показания датчиков температуры теплоносителя на подающих (прямых) трубопроводах, идущих на 1-й и 2-й этаж, $t_{П1}$ и $t_{П2}$

2. снимаем показания датчиков температуры теплоносителя на обратных трубопроводах, идущих с 1-го и 2-го этажа, $t_{О1}$ и $t_{О2}$.

3. Проводим измерение расходов теплоносителя V_1 и V_2 в подающих трубопроводах на 1-й и 2-й этаж счетчиками или ультразвуковым расходомером.

4. Измеряем расход воды, подаваемой на ГВС, при помощи счетчика на трубопроводе ГВС (по разности его показаний) и секундомера.

5. Снимаем показания температуры холодной и горячей воды на трубопроводе ГВС.

В помещениях столовой

6. На каждом этаже проводим измерения температуры воздуха переносным термометром не менее трех раз в различных зонах для определения средней температуры на 1-м и 2-м этажах $t_{В1}$ и $t_{В2}$. Замер температуры внутри помещений столовой, расположенных на северной стороне, производить ближе к окнам.

На улице

7. Переносным термометром измеряем температуру наружного воздуха $t_{Н}$.

Все результаты измерений заносят в табл. 5 приложения.

5. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ

5.1. Расчет тепловых потерь ограждающими конструкциями

Расчеты проводим в следующей последовательности, заполняя табл. 6.

1. В соответствии с рис. 3 определяем сторону света для каждой ограждающей конструкции здания столовой и заносим в табл. 6 приложения.

2. Из описательной части здания столовой (пункт 3.1) и табл. 4 приложения находим размеры ограждающих конструкций. Для пола поверхность делим на зоны и вычисляем размеры каждой зоны (см. описание рис. 2).

3. Рассчитываем площади F, м^2, ограждающих конструкций из геометрических размеров и их количества (см. табл. 4 приложения). При расчете площади стены обязательно вычитаются площади, занимаемые оконными и дверными проемами. Для пола вычисляем площадь каждой зоны (см. описание рис. 2).

4. Термическое сопротивление теплопередачи или коэффициент теплопередачи для каждой ограждающей конструкции вычисляют следующим образом:

- для **стен** используем уравнения (3)-(5), на рис. 4 приведена структура стены, в табл. 3 приложения заданы толщины слоев и коэффициенты теплопроводности материалов слоев, из которых состоит стена;

- для **оконных и дверных проемов** известны нормированные сопротивления теплопередачи в табл. 7 приложения;

- для **пола** для каждой зоны заданы термические сопротивления теплопередаче в описании к рис. 2;

- для **потолка** нужно использовать уравнения (3)–(5), рис. 4 со структурой потолка и табл. 3 приложения, в которой заданы толщины слоев и коэффициенты теплопроводности материалов.

5. Разность температур внутреннего и наружного воздуха вычисляют по измеренным температурам (табл. 5 приложения), причем для стен берут внутреннюю температуру как среднюю между температурами на 1 и 2 этажах, для пола – температуру на 1 этаже, для потолка – на 2 этаже.

6. Коэффициент, учитывающий ориентацию ограждающей конструкции по сторонам света и прочие потери находят из рис. 1 и описания к нему.

7. Теплопотери (Вт) через отдельные ограждающие конструкции здания определяют по уравнениям:

- стены, окна, двери – формула (7);

- потолок – уравнение (2)

- пол – формулы (8), (9).

8. Теплопотери всего здания определяют путем суммирования потерь через отдельные ограждающие конструкции (стены, окна, двери, пол, потолок).

Результаты расчетов заносят в табл. 6 приложения.

5.2. Расчет расхода теплоты на отопление здания

Определяем количество тепла, Вт, идущее на отопление здания на каждый этаж, по измеренным объемным расходам теплоносителя (воды) и температурам на подающем и обратном трубопроводах по уравнениям:

$$Q_1 = \frac{V_1 \rho c \left(t_{П1} - t_{О1}\right)}{3600}, \qquad Q_2 = \frac{V_2 \rho_в c \left(t_{П2} - t_{О2}\right)}{3600},$$

где ρ и c – плотность и теплоемкость воды при средней температуре $t_{СР} = \left(t_П + t_О\right)/2$ из табл. 8 приложения, кг/м^3 и Дж/(кг·°С).

Затем расходы тепла на этажи суммируются

$$Q_{ОТ} = Q_1 + Q_2$$

и результат заносят в табл. 6 приложения.

5.3. Расчет расхода теплоты на горячее водоснабжение здания

Расход тепла, Вт, на ГВС определяется по формуле:

$$Q_{ГВС} = V \rho c (t_Г - t_Х),$$

где ρ и c – плотность и теплоемкость воды при средней температуре $t_{СР} = \left(t_Г + t_Х\right)/2$ из табл. 8 приложения, кг/м^3 и Дж/(кг·°С).

6. ТРЕБОВАНИЯ К ОТЧЕТУ

Отчет оформляется на листах формата А4 с рамками и штампами и должен содержать:

1) титульный лист установленной формы;

2) кратко изложенные теоретические положения;

3) принципиальную схему установки с основными техническими параметрами;

4) таблицу измеренных и рассчитанных величин;

5) обработку результатов;

6) выводы по работе, в том числе сравнение теплопотерь здания и расход тепла на отопление.

7. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назовите составляющие теплового баланса здания.
2. Напишите уравнение для расчета основных теплопотерь через ограждающие конструкции.
3. Дайте определение процессу теплопередача.
4. Что такое коэффициент теплопередачи?
5. Что называют термическим сопротивлением теплопередаче, напишите уравнение для сопротивления многослойной стенки ограждающей конструкции.
6. Назначение индивидуального теплового пункта
7. Для чего нужен погодный регулятор?
8. Как определяется расход тепла на отопление, и какие для этого требуются приборы?

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Значение коэффициента *n*, учитывающего положение ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху

Ограждающие конструкции	***n***
Наружные стены и покрытия; перекрытия чердачные (с кровлей из штучных материалов) и над проездами; перекрытия над холодными подпольями без ограждающих стенок в северной строительно-климатической зоне	1
Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, перекрытия чердачные (с кровлей из рулонных материалов); перекрытия над холодными подпольями с ограждающими стенами и холодными этажами в северной строительно-климатической зоне	0,9
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	0,75
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенные выше уровня земли	0,6
Перекрытия над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенные ниже уровня земли	0,4

Таблица 2

Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления теплоотдаче

Поверхности ограждений и их расположение	**$\alpha_В$ или $\alpha_Н$, Вт/(м^2·К)**	**$R_В$ или $R_Н$, м^2·К/Вт**
Внутренние поверхности стен и полов, а также потолков, имеющих гладкую поверхность	8,7	0,115
Потолки, имеющие кессоны или ребристую поверхность	7,6	0,132
Наружные поверхности, граничащие непосредственно с наружным воздухом	23	0,043
Наружные поверхности, выходящие на чердак	12	0,086
Наружные поверхности, выходящие в замкнутые помещения, кроме чердачных	5,8	0,172

Таблица 3

Характеристики ограждающих конструкций здания столовой

Ограждающие конструкции	**Материалы слоев ограждающих конструкций**	**Толщина одного слоя δ, мм**	**Коэффициент теплопроводности λ, Вт/(К·м)**
Стена	бетон	330	1,51
	штукатурка (2 слоя)	25	0,7
	краска (2 слоя)	5	0,23
Потолок	бетон	200	1,51
	керамзит	95	0,17
	рубероид	5	0,18
Пол	бетон	200	1,51

Таблица 4

Характеристики ограждающих конструкций здания столовой

Ограждающие конструкции		**Кол.**	**Размер, м**
Передний фасад	Окна двухстворчатые пластиковые	38	1,47×1,32
	Дверь входная	1	4,8×2,08
Задний фасад	Окна двухстворчатые деревянные	13	1,47×1,32
	Окна трехстворчатые пластиковые	2	1,47×2,07
	Дверь	1	1,92×2,08
Левый торец	Окна трехстворчатые пластиковые	9	1,47×2,07
	Окна двухстворчатые пластиковые	6	1,47×1,32
	Дверь	4	0,96×2,08
Правый торец	Окна двухстворчатые пластиковые	19	1,47×1,32
	Окна двухстворчатые деревянные	8	1,47×1,32

Таблица 5

Результаты измерений

Измеряемые величины	**1 этаж**	**2 этаж**
Объемный расход горячей воды V, м^3/ч	V_1 =	V_2 =
Средняя температура на этаже $t_В$, °С	$t_{В1}$ =	$t_{В2}$ =
Температура воды в подающем трубопроводе $t_П$, °С	$t_{П1}$ =	$t_{П2}$ =
Температура воды в обратном трубопроводе $t_О$, °С	$t_{О1}$ =	$t_{О2}$ =
Наружная температура воздуха $t_Н$, °С	$t_Н$ =	
Объемный расход горячей воды на ГВС V, м^3/с	V =	
Температура холодной воды $t_Х$, °С	$t_Х$ =	
Температура горячей воды $t_Г$, °С	$t_Г$ =	

Таблица 6

Результаты расчета

№	**Наименование**	**Стороны света**	**Размеры, м**	**Площадь F, м^2**	**$1/R_0$, Вт/(м^2·К)**	**$(t_в - t_н)$, °С**	**β**	**Q, Вт**
1	Передний фасад							
1.1	стена							
1.2	окно (плас. 2ств)							
1.3	дверь							
2	Задний фасад							
2.1	стена							
2.2	окно (плас. 3ств)							
2.3	окно (дер. 2ств)							
2.4	дверь							
3	Левый торец							
3.1	стена							
3.2	окно (плас. 3ств)							
3.3	окно (плас. 2ств)							
3.4	дверь							
4	Правый торец							
4.1	стена							
4.2	окно (плас. 2ств)							
4.3	окно (дер. 2ств)							
5	Потолок							
5.1	потолок	–					–	
6	Пол							
6.1	I зона	–					–	

Продолжение табл. 6

6.2	II зона	–					–	
6.3	III зона	–					–	
6.4	IV- зона	–					–	
Теплопотери здания (ограждающих конструкций) ΣQ_0, Вт								
Расход теплоты на отопление $Q_{ОТ}$, Вт								
Расход теплоты на ГВС $Q_{ГВС}$, Вт								

Таблица 7

Сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций

Ограждающие конструкции	**R_0, м^2·К/Вт**
Окна двухстворчатые и трехстворчатые (пластиковые)	0,68
Окна двухстворчатые (деревянные)	0,56
Дверные проемы	0,54

Таблица 8

Теплофизические свойства воды в зависимости от температуры

***t*, °С**	**ρ, кг/м^3**	***c*, Дж/(кг·°С)**	***t*, °С**	**ρ, кг/м^3**	***c*, Дж/(кг·°С)**
0	999,9	4212	60	983,1	4179
10	999,7	4191	70	977,8	4187
20	998,2	4183	80	971,8	4195
30	995,7	4174	90	965,3	4208
40	992,2	4174	100	958,4	4220
50	988,1	4174	110	951,0	4233

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ГЛАВНОЙ СТОЛОВОЙ КУЗГТУ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы является изучение и анализ процессов холодильных машин, в которых за счет затраты работы рабочим телом осуществляется перенос теплоты с низкого температурного уровня на более высокий.

В ходе выполнения работы студенты производят расчет различных величин: расходов, количества подведенной и отведенной теплоты, совершенной работы, холодопроизводительности установки.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Холодильными машинами называют устройства, предназначенные для охлаждения тел ниже температуры окружающей среды. Такие машины работают по обратному термодинамическому циклу (рис. 1), в котором подвод теплоты к термодинамической системе происходит при более низкой температуре, чем отвод тепла. В соответствии со вторым началом термодинамики такой цикл возможен лишь за счет затраты дополнительной энергии. В цикле холодильной парокомпрессионной установки дополнительная энергия подводится к хладагенту в виде работы сжатия рабочего тела в компрессоре. В результате более нагретое тело получит от термодинамической системы теплоты больше, чем отдает менее нагретое тело, на величину работы цикла:

$$Q_1 = Q_2 + L,$$

где Q_1 – теплота, отданная горячему источнику, кДж; Q_2 – теплота, полученная от холодного источника, кДж; L – работа сжатия рабочего тела в цикле, кДж.

Схема цикла парокомпрессионной холодильной установки, применяемая в бытовых и промышленных холодильниках, в химических технологиях и биотехнологиях для обеспечения холодом процессов сушки, кристаллизации, абсорбции, адсорбции, экзотермических реакций, кондиционирования воздуха, **представлена на рис. 1**. В качестве рабочего тела – хладагента может использоваться фреоны (хладоны), аммиак NH_3. На рис. 2 изображен цикл холодильной установки в T–s-диаграмме.

Работает установка следующим образом. Хладагент по паропроводу ПП поступает с параметрами состояния точки *1* (в виде сухого насыщенного пара) на вход компрессора КМ. Где сжимается до давления p_2 по линии *1-2* (адиабате или изоэнтропе) в идеальном процессе или по линии *1-2д* в реальном процессе (рис. 2). Из компрессора КМ перегретый пар хладагента (точка *2* или *2д*) поступает в конденсатор К, где отдает тепло q_1 охлаждающей воде ОВ. Перегретый пар, в конденсаторе К, охлаждается по изобаре *2д–2–3* до состояния сухого насыщенного пара (точка *3*), а затем конденсируется по изобаре-изотерме *3–4* до состояния

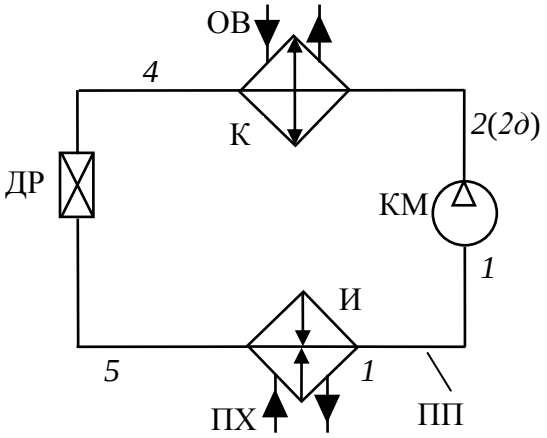


Рис. 1. Схема цикла парокомпрессионной холодильной установки:
ПП – паропровод; КМ – компрессор;
К – конденсатор; ОВ – охлаждающая вода;
ДР – дроссель; И – испаритель;
ПХ – потребитель холода

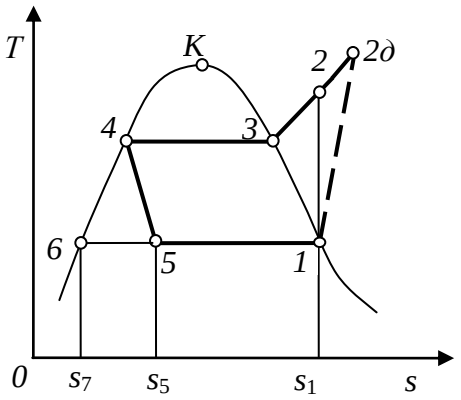


Рис. 2. Теоретический и действительный цикл паровой компрессионной холодильной машины

насыщенной жидкости (точка *4*). Из конденсатора К жидкость подается в дроссель ДР, в котором происходит адиабатное дросселирование *4–5* с понижением температуры и давления хладагента. С параметрами состояния точки *5* влажный насыщенный пар из дросселя ДР поступает в испаритель И, в котором происходит изобарно-изотермический процесс парообразования *5–1* с отводом теплоты q_2 от рассола (в бытовых холодильниках от продуктов охлаждения). Рассол направляется потребителю холода ПХ. Затем хладагент из испарителя И вновь по паропроводу ПП направляется в компрессор КМ.

Термодинамический цикл этого холодильного двигателя производится между двумя изобарами – изобарой отвода тепла

в конденсаторе (*2д-2-3-4*) и изобарой подвода тепла в испарителе (*5-1*) как показано на рис. 2.

По обратному термодинамическому циклу работают также тепловые насосы, с помощью которых теплота низкого потенциала, забираемая, как правило, из окружающей среды, отдается внешнему потребителю при более высокой температуре за счет затраченной работы. Характеристикой совершенства работы теплового насоса является отопительный коэффициент или коэффициент преобразования теплового насоса, равный отношению теплоты, отданной внешнему потребителю, к затраченной работе.

В парокомпрессионных холодильных установках применяют рабочее тело для осуществления холодильного цикла - холодильный агент (хладагент – ХА).

Ранее в холодильных установках широко применяли хладагент – аммиак NH_3. В чем заключаются его преимущества. При температуре 20 °С давление насыщенных паров аммиака составляет 857 кПа, тогда как атмосферному давлению (98 кПа) соответствует температура насыщения, равная –34 °С. Следовательно, создание аммиачной парокомпрессионной холодильной установки на температуры $T_2 \geq -34$ °С не требует применения вакуума, что, естественно, значительно упрощает конструкцию установки. Следует отметить также, что аммиак имеет значительно большую теплоту парообразования и, следовательно, обеспечивает большую холодопроизводительность на 1 кг хладагента. Недостатками аммиака являются его токсичность, пожаро- и взрывоопасность и коррозионная активность по отношению к цветным металлам, вследствие чего в бытовых холодильных установках аммиак не применяется.

Большое распространение в качестве хладагентов получили так называемые фреоны – фторхлорпроизводные простейших предельных углеводородов (в основном метана). Отличительными качествами фреонов являются их химическая стойкость, нетоксичность, отсутствие взаимодействия с конструкционными материалами (при $T < 200$ °С). Температура кипения при атмосферном давлении для фреонов различных типов изменяется в широком интервале температур. Так, фреон-14 (CF_4) при атмосферном давлении кипит при $T = -128$ °С; фреон-13 ($CClF_3$) – при

T = –82 °С; фреон-22 ($CHClF_2$) – при T = –40,8 °С; фреон-12 (CCl_2F_2) – при T = –29,8 °С.

Наиболее распространенным из фреонов являлся фреон-12, используемый, в частности, во многих бытовых холодильниках. По своим термодинамическим свойствам фреон-12 сходен с аммиаком, однако имеет меньшую, чем аммиак, теплоту парообразования. Фреон-12 считается озоноразрушающим веществом, поэтому его сняли с производства.

В последнее время стали использоваться азеотропные смеси двух компонентов (фреонов), так как температура кипения смеси ниже температуры кипения отдельных компонентов. Примером может служить фреон R-406a (азеотропная смесь R22, R142b и R600a).

Интересно отметить, что появление хладагентов этого нового типа было вызвано именно потребностями промышленности, производившей холодильные установки – эти новые вещества были впервые синтезированы в 1928 г. американским химиком Т. Мидглеем, работавшим в одной из холодильных лабораторий. Они выгодно отличались от ряда прежних хладагентов тем, что не имели запаха, были нетоксичны и негорючи.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1. Методика эксперимента

Опытная холодильная установка (холодильник) практически всегда работает, поэтому не требует включения и выключения для снятия показаний приборов.

Схема действующей установки приведена на рис. 1. Схематичное изображение цикла холодильной установки в *pi*-диаграмме приведено на рис. 3. Цикл осуществляется аналогично рис. 2 и проходит через точки *1-2д-3-4-5-1* (действительный цикл). В момент работы компрессора снимаются

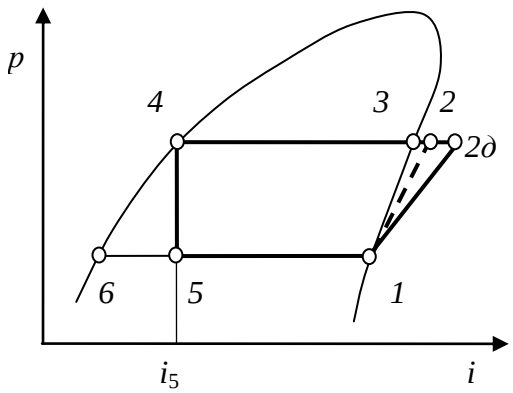


Рис. 3. Теоретический и действительный цикл паровой компрессионной холодильной машины

показания контрольно-измерительных приборов: напряжения U, силы тока I, по манометрам давления на всасе p_1 и нагнетании $p_{2\partial}$ компрессора, температуры до испарителя t_5, после испарителя t_1, на нагнетании компрессора (до конденсатора) $t_{2\partial}$ и после конденсатора t_4. Все данные заносятся в табл. А1.

4.2. Методика обработки экспериментальных данных

По известным значениям температур и абсолютных давлений ($p_{абс} = p_{атм} + p_{изб}$; $p_{атм} = 1$ бар) нужно изобразить цикл в диаграмме i–p в масштабе (см. пример по рис. 3). Для этого из приложения Б (рис. А1) берут диаграмму и наносят на нее точки цикла.

Затем по диаграмме определяют параметры в точках цикла и заносят их в табл. А2.

Рассчитывают следующие величины.

1. Мощность, затрачиваемая на холодильную установку в действительном цикле, Вт

$$N_д = UI .$$

2. Удельная холодопроизводительность действительного цикла (удельное количество теплоты, воспринятое рабочим телом от холодного источника – охлаждаемого объекта), кДж/кг

$$q_2 = i_1 - i_5 .$$

3. Удельная теплота, отводимая от хладагента в действительном цикле, кДж/кг

$$q_1 = i_{2\partial} - i_4 .$$

4. Удельная работа действительного процесса в результате необратимости процесса сжатия (затраченная на привод компрессора от внешнего поставщика электроэнергии для сжатия ХА в результате электромеханических потерь в компрессоре и электродвигателе), кДж/кг

$$l_д = l_д = i_{2\partial} - i_1 .$$

5. Расход ХА в действительном цикле, кг/с

$$G_{ха} = \frac{N_д}{l_д} .$$

6. Удельная работа обратимого (теоретического) процесса сжатия в компрессоре компрессора теоретического цикла, кДж/кг

$$l_{\text{т}} = i_2 - i_1 .$$

7. Увеличение затрат работы в результате необратимости процесса сжатия в компрессоре рассчитаем по зависимости:

$$\Delta l^{\text{км}} = l_{\text{д}} - l_{\text{теор}} = \left(i_{2\partial} - i_1\right) - \left(i_2 - i_1\right) = i_{2\partial} - i_2 .$$

8. *Холодопроизводительностью холодильной установки* называется количество теплоты Q_2, отводимое в холодильной установке от охлаждаемого тела в единицу времени, Вт, и определяется по зависимости:

$$Q_2 = q_2 G_{\text{ха}} .$$

9. Холодильный коэффициент действительного цикла

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{д}}} .$$

10. Холодильный коэффициент теоретического цикла

$$\varepsilon_t = \frac{q_2}{l_{\text{т}}} .$$

11. Результаты расчетов сводятся в табл. А2. По полученным данным проводится анализ работы холодильной установки и формулируются выводы по лабораторной работе.

5. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

Запрещается:

1. Производить исправления в электросхеме, находящейся под напряжением.

2. Работать с незаземленным оборудованием.

3. Касаться проводников, металлических клемм и других деталей, находящихся под электрическим напряжением.

4. Если возникло возгорание, следует немедленно обесточить лабораторную установку, вызвать пожарную команду и тушить огонь только углекислотным огнетушителем.

6. ТРЕБОВАНИЯ К ОТЧЕТУ

Отчет оформляется на листах формата А4 с рамками и штампами и должен содержать:

1) титульный лист установленной формы;

2) кратко изложенные теоретические положения;

3) принципиальную схему лабораторного стенда с основными техническими параметрами;

4) таблицы измеренных и расчетных величин;
5) обработку результатов опыта;
6) графические зависимости;
7) выводы по работе.

7. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое обратный термодинамический цикл?
2. Расскажите про холодильный коэффициент.
3. Что такое хладагент, какие хладагенты существуют?
4. Изобразите цикл теплового насоса, отопительный коэффициент.
5. Расскажите принцип действия парокомпрессионной холодильной установки.
6. Изобразите цикл парокомпрессионной холодильной установки.
7. Как влияют основные параметры цикла на эффективность работы.
8. Среднеинтегральная температура.
9. Что такое холодопроизводительность?

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А1

Таблица исходных данных и результатов опыта

Величины	Обозначения и значения		Единицы измерения
Напряжение	U =		В
Сила тока	I =		А
Давление на всасе компрессора	$p_{1изб}$ =	$p_{1абс}$ =	бар
Давление на нагнетании компрессора	$p_{2д\ изб}$ =	$p_{2д\ абс}$ =	бар
Температура до испарителя	t_5 =		°С
Температура после испарителя	t_1 =		°С
Температура на нагнетании компрессора (до конденсатора)	$t_{2д}$ =		°С
Температура после конденсатора	t_4 =		°С

Таблица А2

Таблица результатов расчета параметров в точках цикла

№ точки	Параметры состояния					
	t, °С	p, бар	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	x
1						
2*д*						
2						
3						
4						
5						
6						

Таблица А3

Таблица результатов расчета цикла

Наименование параметров	Обозначение и значение	Размерность
Мощность действительного цикла	$N_д$ =	Вт
Удельная холодопроизводительность действительного цикла	q_2 =	кДж/кг
Удельная теплота, отводимая от хладагента в действительном цикле	q_1 =	кДж/кг
Удельная работа компрессора действительного цикла	$l_д$ =	кДж/кг
Расход хладагента в действительном цикле	$G_{ха}$ =	кг/с
Удельная работа компрессора теоретического цикла	$l_т$ =	кДж/кг
Холодопроизводительность действительного цикла	Q_2 =	кВт
Холодильный коэффициент действительного цикла	ε =	-
Холодильный коэффициент теоретического цикла	ε_t =	-

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

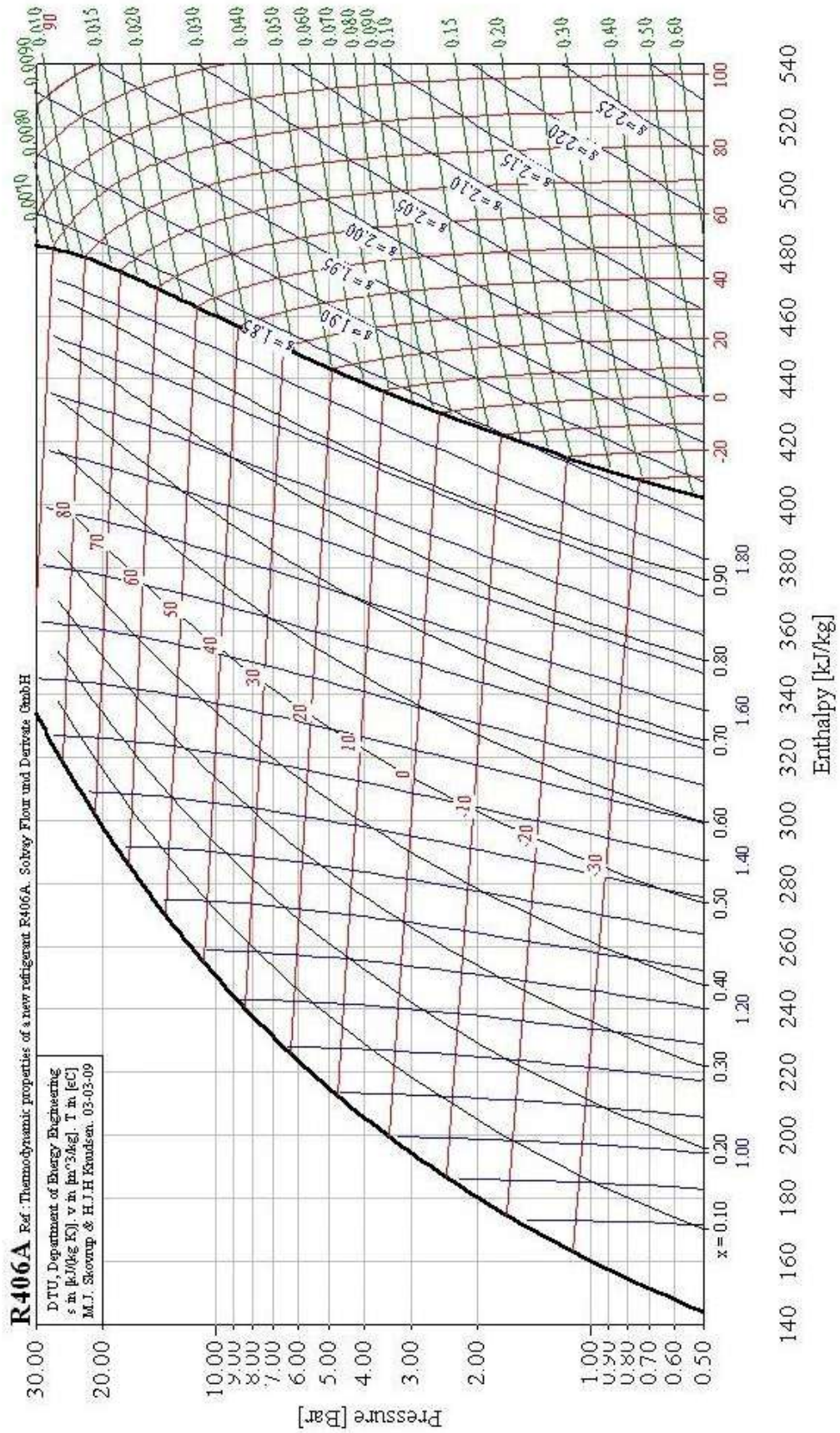


Рис. Б1. *p-i* диаграмма фреона R-406a

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

ЦИКЛ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью является анализ потерь энергии или работоспособности в элементах оборудования и установки в целом двумя методами: методом коэффициентов полезного действия и эксергетическим методом.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В качестве теплового двигателя принята установка, в которой осуществляется цикл Ренкина с перегревом пара. Этот цикл является *основным циклом паросиловых установок, применяемых в современной теплоэнергетике для выработки электрической энергии*. Схема паросиловой установки приведена на рис. 1. В качестве рабочего тела используется водяной пар. На рис. 2 изображен цикл в *T*–*s*-диаграмме.

Установка работает следующим образом. Насыщенная жидкость (вода) с параметрами точки *2′* поступает в насос Н, который повышает её давление и подает в котлоагрегат КА с параметрами состояния точки *3* или *3д*. В обратимом цикле линия *2′-3* представляет собой адиабатный процесс. В котлоагрегате КА за счет теплоты сгорания в топке котла КО топлива (угля, мазута или газа) к жидкости подводится теплота.

В котле КО осуществляется нагрев жидкости при постоянном давлении до состояния кипения (от точки *3* или *3д* до *4*), и затем парообразование (от *4* до *5*) до состояния сухого насыщенного пара (точка *5*) при постоянном давлении и температуре. Сухой насыщенный водяной пар поступает в пароперегреватель П, где нагревается выше температуры насыщения при постоянном давлении до состояния перегретого пара в точке *10*. Перегретый пар направляется по паропроводу ПП в турбину Т, теряя при этом некоторую часть теплоты в окружающую среду (точка *1*).

Перегретый пар с параметрами состояния точки *1* поступает в турбину Т, в которой, расширяясь, производит полезную работу. Полученная механическая работа турбины Т преобразуется генератором Г в электрическую энергию. Отработанный пар с параметрами состояния точки *2* или 2*д* подается в конденсатор

К, в котором изобарно-изотермически конденсируется до состояния насыщенной жидкости отдавая теплоту охлаждающей воде ОВ. Причем обратимый процесс расширения пара *1-2* является адиабатным. Из конденсатора К вода вновь поступает в котлоагрегат КА насосом Н.

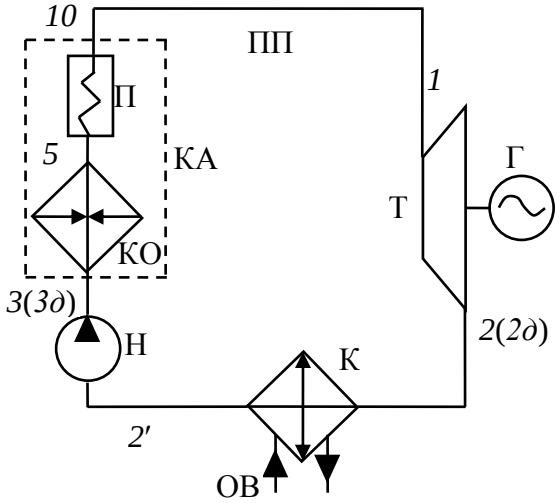


Рис. 1. Схема паросилового цикла Ренкина с перегревом пара:
КА – котлоагрегат (котел КО и пароперегреватель П);
ПП – паропровод; Т – турбина;
Г – электрогенератор; К – конденсатор;
ОВ – охлаждающая вода; Н – насос

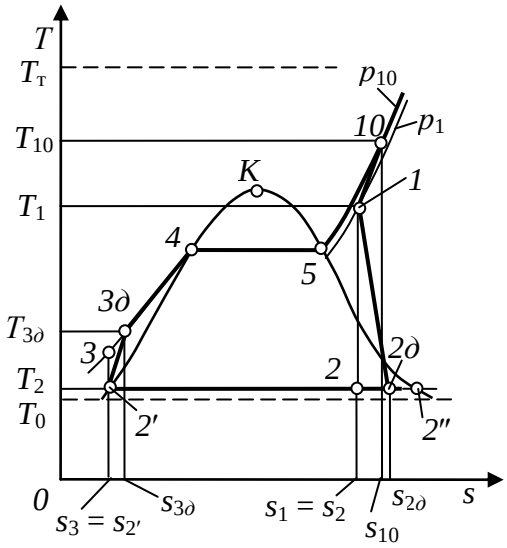


Рис. 2. Реальный паросиловой цикл Ренкина с перегревом пара

Термодинамический цикл этого теплового двигателя производится между двумя изобарами – изобарой отвода тепла в конденсаторе (*2′-2-2д*) и изобарой подвода тепла в котлоагрегате (*3-3д-4-5-10-1*) как показано на рис. 2.

3. ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ЦИКЛА

Провести термодинамический анализ эффективности работы цикла Ренкина с перегревом пара.

Для расчета цикла Ренкина заданы следующие параметры (табл. 1). Давление пара в котле p_{10}, температура перегретого пара t_{10} на выходе из котлоагрегата и давление в конденсаторе p_2. Кроме того заданы расход пара D (паропроизводительность) установки, КПД котлоагрегата $\eta_{ка}$, внутренний относительный КПД турбины $\eta^{т}_{oi}$ и насоса $\eta^{н}_{oi}$, КПД, учитывающий потери тепла в паропроводе $\eta_{пп}$, КПД генератора электрического тока $\eta_{г}$.

Исходные данные (номер варианта) из табл. 1 выбираются преподавателем.

Таблица 1

Исходные данные

№ вар.	p_{10}, МПа	t_{10}, °С	p_2, МПа	$\eta_{ка}$, %	$\eta_{oi}^{т}$, %	$\eta_{oi}^{н}$, %	D, т/ч	$\eta_{г}$, %	$\eta_{пп}$, %
1.	6	500	0,005	90	86	90	6	97	98
2.	11	650	0,006	93	90	88	8	99	99
3.	7	550	0,004	91	87	86	12	98	99
4.	7	700	0,005	93	90	88	9	98	98
5.	8	750	0,006	92	87	90	10	99	99
6.	9	750	0,004	90	85	87	7	97	99
7.	10	700	0,007	91	89	89	11	98	98
8.	11	600	0,005	93	90	90	16	98	99
9.	9	700	0,005	92	90	90	12	98	98
10.	10	600	0,006	90	86	88	14	98	99
11.	7	600	0,004	91	90	90	15	98	98
12.	12	650	0,005	93	87	90	11	99	99
13.	6	750	0,006	93	90	88	10	97	99
14.	10	550	0,004	92	90	86	9	97	98
15.	8	650	0,007	90	85	85	8	98	99
16.	11	700	0,005	91	86	89	7	98	98
17.	10	750	0,005	90	90	90	16	99	98
18.	8	600	0,007	92	86	88	12	98	99
19.	12	600	0,004	91	91	90	15	98	98
20.	7	650	0,005	93	87	89	10	99	98
21.	11	750	0,006	93	90	88	12	99	99
22.	9	500	0,004	92	86	86	10	97	98
23.	9	650	0,007	93	85	85	8	98	99
24.	6	650	0,005	91	86	90	9	98	98
25.	7	750	0,005	93	90	89	6	97	98
26.	12	500	0,006	90	86	88	8	98	99
27.	8	700	0,004	92	86	90	9	98	99
28.	6	600	0,004	93	87	89	7	99	98
29.	10	500	0,005	90	89	88	10	97	99
30.	8	550	0,006	91	90	86	11	98	98
31.	12	550	0,006	90	87	86	13	98	99
32.	9	550	0,004	91	86	89	15	99	98

Оценка эффективности теплосиловых установок производится на основании рассчитанных показателей: КПД обратимого

(теоретического) цикла и КПД действительного (реального) цикла. Определяется величина необратимых потерь в реальном цикле, распределение этих потерь по отдельным элементам цикла и предлагается путь или способ усовершенствования части цикла с целью уменьшения степени необратимости цикла.

1. Провести **расчет параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла.** Определяется агрегатное состояние рабочего тела в характерных точках цикла. Проводится расчет значений параметров состояния в узловых точках: давления, температуры, удельного объема, энтальпии, энтропии, степени сухости. Данные заносятся в табл. 2. При расчете параметров состояния рабочего тела необходимо использовать термодинамические свойства веществ, представленные в Приложении.

2. Определить **потери энергии (работоспособности) в процессах цикла (элементах установки)**. Проводится расчет и анализ потерь энергии в элементах установки (процессах) и цикла в целом *методом коэффициентов полезного действия* и *эксергетическим методом*. Рассчитанные величины мощности установки (холодопроизводительности), расхода рабочего тела, топлива, охлаждающего теплоносителя, термического КПД (холодильного коэффициента) заносятся в табл. 2.

В методе коэффициентов полезного действия на основании заданных условий цикла и рассчитанных параметров в узловых (характерных) точках: определить теоретическую работу турбины и насоса, а также термический КПД цикла; потери теплоты в элементах установки, эффективный КПД; составить энергетический баланс и построить диаграмму тепловых потоков.

Рассчитать *технические показатели установки*: удельные расходы пара для теоретического и действительного цикла, необходимое количество теплоты и топлива (удельный расход) для работы установки.

В эксергетическом расчете определить эксергию потока теплоты и эксергию потока рабочего тела в узловых точках. Рассчитать потерю работоспособности потока рабочего тела и тепла в элементах установки. Составить эксергетический баланс и построить диаграмму потоков эксергии. Определить эксергетический КПД для элементов установки.

Таблица 2

Результаты расчета паросилового цикла

№ точки	Параметры состояния					
	T, К	p, МПа	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	x
10						
1						
2						
2∂						
2′						
2″						
3						
3∂						
4						
5						
Эффективный КПД установки $\eta_e^{уст}$ и термический КПД η_t						
Мощность установки действительного и теоретического цикла N_e и $N_{теор}$						
Удельный расход пара $d_{теор}$ и $d_{дейст}$						
Удельный расход теплоты g и g_e						
Удельный расход топлива b и b_e						

4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА

4.1. Расчет параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла

Для расчета и анализа процессов, происходящих в цикле, необходимо определить параметры состояния рабочего тела в характерных точках цикла. Параметры определяются по исходным данным, приведенным в табл. 1 в зависимости от номера варианта, используя таблицы насыщенного и перегретого пара (см. табл. 1-3 Приложения).

В табл. 1, 2 Приложения параметры рабочего тела – насыщенной жидкости обозначаются одним штрихом, а сухого насыщенного пара – двумя штрихами сверху. Точки *2′* и *4*, на рис. 2, соответствуют насыщенной жидкости, а точки *5*, *2″* – насыщенному пару. Параметры состояния в этих характерных точках определяют по значению давления или температуры насыщения в них. Например, для заданного давления в котлоагрегате p_{10} = 16 МПа = 16000 кПа из таблиц насыщенного водяного пара (табл. 2 Приложения) получим для точек *4* и *5* параметры:

$$t_4 = t_5 = 347{,}3\ °C;\ T_4 = T_5 = 620{,}45\ К;$$

$$\upsilon_4 = \upsilon' = 0{,}001710\ м^3/кг;\ \upsilon_5 = \upsilon'' = 0{,}009330\ м^3/кг;$$

$$i_4 = i' = 1652 \text{ кДж/кг}; \; i_5 = i'' = 2583 \text{ кДж/кг};$$
$$s_4 = s' = 3{,}749 \text{ кДж/(кг·К)}; \; s_5 = s'' = 5{,}250 \text{ кДж/(кг·К)};$$
$$x_4 = 0; \; x_5 = 1.$$

Параметры состояния рабочего тела в точках *2′* и *2″* находятся из той же таблицы (табл. 2 Приложения) по давлению в конденсаторе, например, p_2 = 0,003 МПа = 3 кПа, тогда:

$$t_2 = t_{2'} = t_{2''} = 24{,}01 \text{ °C}; \; T_2 = T_{2'} = T_{2''} = 297{,}16 \text{ К};$$
$$\upsilon_{2'} = 0{,}001003 \text{ м}^3\text{/кг}; \; \upsilon_{2''} = 45{,}67 \text{ м}^3\text{/кг};$$
$$i_{2'} = 101{,}0 \text{ кДж/кг}; \; i_{2''} = 2545 \text{ кДж/кг};$$
$$s_{2'} = 0{,}3543 \text{ кДж/(кг·К)}; \; s_{2''} = 8{,}578 \text{ кДж/(кг·К)};$$
$$x_{2'} = 0; \; x_{2''} = 1.$$

Значения параметров перегретого пара в точке *10* получают по известным давлению и температуре перегретого пара, например, p_{10} = 16 МПа, t_{10} = 400 °С, из табл. 3 Приложения получим:

$$\upsilon_{10} = 0{,}001427 \text{ м}^3\text{/кг}; \; i_{10} = 2950 \text{ кДж/кг}; \; s_{10} = 5{,}822 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Параметры состояния жидкости после сжатия в насосе (точка *3*) определяются по табл. 3 Приложения для воды по давлению $p_{10} = p_3$ = 16 МПа и энтропии $s_3 = s_{2'}$ = 0,3543 кДж/(кг·К) при идеальном (изоэнтропном) процессе в насосе:

$$t_3 = 24{,}5 \text{ °C}; \; T_3 = 297{,}65 \text{ К}; \; \upsilon_3 = 0{,}0009960 \text{ м}^3\text{/кг}; \; i_3 = 117{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

В реальном цикле теплового двигателя необходимо учитывать потери, обусловленные необратимостью протекающих процессов. Необратимые потери возникают в питательном насосе, нагнетающем жидкость в паровой котел, в паровой турбине вследствие трения движущегося пара в соплах и в каналах между лопатками рабочего колеса и при преодолении местных сопротивлений потоку пара. Также существуют потери тепла через теплоизоляцию котлоагрегата, паропровода и других элементов цикла.

Эффективность работы и совершенство конструкции питательного насоса определяется внутренним относительным КПД насоса, представляющим собой отношение теоретической работы к реальной работе насоса: $\eta_{oi}^{\text{н}} = \dfrac{l_{\text{теор}}^{\text{н}}}{l_{\text{дейст}}^{\text{н}}} = \dfrac{i_3 - i_{2'}}{i_{3\partial} - i_{2'}}$.

Выразив из формулы энтальпию в точке 3*д* и зная величину внутреннего относительного КПД насоса (например, $\eta_{oi}^{н}$ = 88 %), получим

$$i_{3д} = \frac{i_3 - i_{2'}}{\eta_{oi}^{н}} + i_{2'} = \frac{117,4 - 101}{0,88} + 101 = 119,6 \text{ кДж/кг.}$$

Также известно, что $p_{10} = p_{3д}$ =16 МПа, тогда находим значения остальных параметров в точке 3*д* по табл. 3 Приложения:

$$t_{3д} = 25,02 \text{ °C}; \; T_{3д} = 298,17 \text{ К}; \; \upsilon_{3д} = 0,0009962 \text{ м}^3\text{/кг};$$

$$s_{3д} = 0,3614 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

В результате потерь теплоты в паропроводе состояние водяного пара перед турбиной будет отвечать состоянию в точке *1*, а параметры точки *1* определяются из зависимости для КПД паропровода: $\eta_{пп} = \frac{q_{1'}}{q_1} = \frac{i_1 - i_3}{i_{10} - i_3}$.

Откуда получим значение энтальпии в точке *1*, если известен $\eta_{пп}$ из задания (таблица Приложения), например $\eta_{пп}$ = 99 %:

$$i_1 = (i_{10} - i_3)\eta_{пп} + i_3 = (2950 - 117,4)0,99 + 117,4 = 2922 \text{ кДж/кг.}$$

При расчетах принимаем давление пара перед турбиной p_1 равным давлению пара после котлоагрегата, т. е. $p_1 \approx p_{10}$. Тогда определим другие параметры в точке *1* по табл. 3 Приложения

$$t_1 = 395,8 \text{ °C}; \; T_1 = 668,95 \text{ К}; \; \upsilon_1 = 0,01389 \text{ м}^3\text{/кг};$$

$$s_1 = 5,778 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

При идеальном процессе расширения пара (адиабатном или по-другому изоэнтропном) в турбине энтропия рабочего тела не изменяется, следовательно, $s_1 = s_2$.

Степень сухости отработанного влажного пара, выходящего из турбины, (точка *2*) для идеального процесса определяется по формуле

$$x_2 = \frac{s_2 - s_{2'}}{s_{2''} - s_{2'}} = \frac{5,778 - 0,3543}{8,578 - 0,3543} = 0,66.$$

По известной степени сухости рассчитываются остальные параметры состояния точки *2*:

$$i_2 = i_{2'}(1 - x_2) + i_{2''}x_2 = 101(1 - 0,66) + 2545 \cdot 0,66 = 1714 \text{ кДж/кг};$$

$$\upsilon_2 = \upsilon_{2''}x_2 = 45,67 \cdot 0,66 = 30,14 \text{ м}^3\text{/кг};$$

в формуле для υ_2 слагаемым $\upsilon_{2'}\left(1-x_2\right)$ пренебрегли.

Эффективность работы и совершенство конструкции турбины определяется внутренним относительным КПД турбины, представляющим собой отношение действительной работы, полученной в реальном процессе расширения пара в турбине к теоретической работе турбины: $\eta_{oi}^{\text{т}}=\dfrac{i_1-i_{2\partial}}{i_1-i_2}$.

Из формулы выражаем энтальпию в точке 2∂ и, зная величину $\eta_{oi}^{\text{т}}$ (например, $\eta_{oi}^{\text{т}}$ = 90 %), получим

$$i_{2\partial}=i_1-\left(i_1-i_2\right)\eta_{oi}^{\text{т}}=2922-\left(2922-1714\right)0{,}9=1835 \text{ кДж/кг}.$$

Рассчитаем степень сухости отработанного влажного пара, выходящего из турбины в реальном процессе, (точка 2∂) по формуле:

$$x_{2\partial}=\frac{i_{2\partial}-i_{2'}}{i_{2''}-i_{2'}}=\frac{1835-101}{2545-101}=0{,}709.$$

По известной степени сухости рассчитываются остальные параметры состояния точки *2*:

$$s_{2\partial}=s_{2'}\left(1-x_{2\partial}\right)+s_{2''}x_{2\partial}=$$

$$=0{,}3543\left(1-0{,}709\right)+8{,}578\cdot 0{,}709=6{,}182 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$\upsilon_{2\partial}=\upsilon_{2''}x_{2\partial}=45{,}67\cdot 0{,}709=32{,}38 \text{ м}^3\text{/кг};$$

в уравнении $\upsilon_{2\partial}$ слагаемым $\upsilon_{2'}\left(1-x_{2\partial}\right)$ пренебрегли.

Полученные расчетные параметры состояния идеального и реального циклов сводят в табл. 2.

4.2. Метод коэффициентов полезного действия прямого цикла

Рассчитываются теплота, выделенная при сгорании топлива; превращенная в электроэнергию; отданная в конденсаторе; потери теплоты в котлоагрегате, в паропроводе, в электрогенераторе, в турбине, в насосе.

Количество удельной теплоты, воспринятое водой и паром в котлоагрегате, определяется по зависимости:

$$q_1=i_{10}-i_3.$$

Количество теплоты, выделившееся в котлоагрегате при сгорании топлива определим

$$q = \frac{q_1}{\eta_{\text{ка}}} = \frac{i_{10} - i_3}{\eta_{\text{ка}}}.$$

Теоретическую работу турбины и насоса, а также термический КПД цикла рассчитываем по зависимостям:

$$l^{\text{т}}_{\text{теор}} = i_1 - i_2; \qquad l^{\text{н}}_{\text{теор}} = i_3 - i_{2'};$$

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц.теор}}}{q_{1'}} = \frac{l^{\text{т}}_{\text{теор}} - l^{\text{н}}_{\text{теор}}}{i_1 - i_3}.$$

Потери теплоты в котлоагрегате

$$\Delta q^{\text{ка}}_{\text{пот}} = q - q_1 = q - \left(i_{10} - i_3\right),$$

так как значение $i_{3\partial} \approx i_3$, то можно принять $q_1 = i_{10} - i_{3\partial}$.

Потери теплоты в паропроводе

$$\Delta q^{\text{пп}}_{\text{пот}} = q_1 - \left(i_1 - i_{3\partial}\right) = \left(i_{10} - i_{3\partial}\right) - \left(i_1 - i_{3\partial}\right) = i_{10} - i_1.$$

Работа действительного и теоретического циклов

$$l_{\text{ц.дейст}} = l^{\text{т}}_{\text{дейст}} - l^{\text{н}}_{\text{дейст}} = \left(i_1 - i_{2\partial}\right) - \left(i_{3\partial} - i_{2'}\right);$$

$$l_{\text{ц.теор}} = l^{\text{т}}_{\text{теор}} - l^{\text{н}}_{\text{теор}} = \left(i_1 - i_2\right) - \left(i_3 - i_{2'}\right).$$

Эффективный КПД установки без учета потерь в электрогенераторе

$$\eta^{\text{уст}}_{eT} = \eta_{\text{ка}}\eta_{\text{пп}}\eta^{\text{ц}}_{oi}\eta_t,$$

где $\eta^{\text{ц}}_{oi} = \dfrac{l_{\text{ц.дейст}}}{l_{\text{ц.теор}}}$ – внутренний относительный КПД комплекса «турбина – насос».

Эффективный КПД установки с учетом потерь в электрогенераторе

$$\eta^{\text{уст}}_{e} = \eta^{\text{уст}}_{eT}\eta_{\text{г}} = \eta_{\text{ка}}\eta_{\text{пп}}\eta_{\text{г}}\eta^{\text{ц}}_{oi}\eta_t.$$

Теплота, превращенная в электроэнергию

$$l_{\text{вн}} = q\eta^{\text{уст}}_{e}.$$

Теплота, отданная в конденсаторе

$$q_2 = i_2 - i_{2'}.$$

Потери в турбине

$$\Delta l^{\text{т}}_{\text{пот}} = i_{2\partial} - i_2.$$

Потери работы в генераторе электрического тока

$$\Delta l^{\text{г}}_{\text{пот}} = l_{\text{ц.дейст}} - l_{\text{вн}}.$$

Уравнение теплового баланса паротурбинной установки

$$q = l_{\text{вн}} + q_2 + \Delta q_{\text{пот}}^{\text{ка}} + \Delta q_{\text{пот}}^{\text{пп}} + \Delta l_{\text{пот}}^{\text{т}} + \Delta l_{\text{пот}}^{\text{г}}.$$

Приняв выделившуюся при сгорании топлива теплоту q за 100 %, на основании выполненных расчетов необходимо построить диаграмму распределения потоков теплоты (рис. 3).

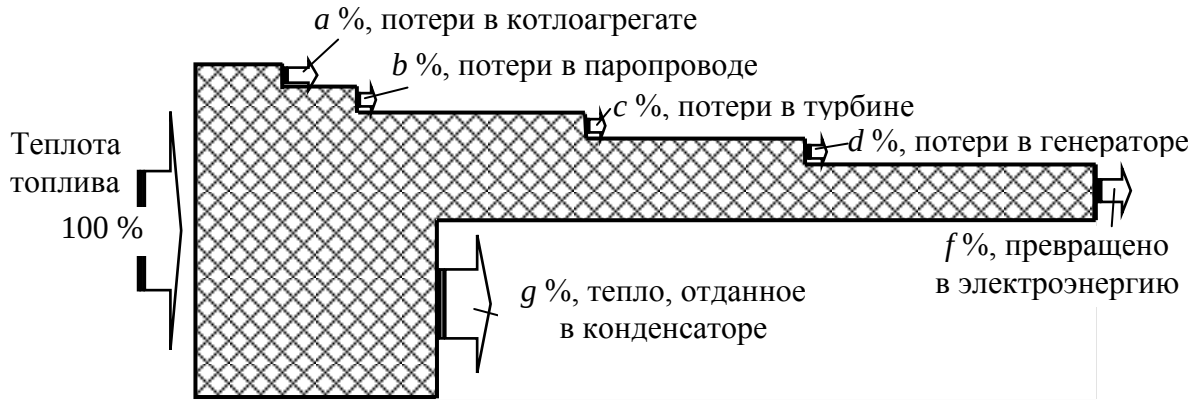


Рис. 3. Диаграмма потоков энергии теплосиловой паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина с перегревом пара

3.1.4. Технические показатели установки

Удельный расход пара показывает, какое количество пара в кг требуется пропустить через турбину, чтобы получить 1 кДж электрической энергии (1 кВт·ч = 3600 кДж):

$$d_{\text{теор}} = \frac{1}{l_{\text{ц.теор}}}; \qquad d_{\text{дейст}} = \frac{1}{l_{\text{ц.дейст}}}, \text{ кг/кДж};$$

$$d_{\text{теор}} = \frac{3600}{l_{\text{ц.теор}}}; \qquad d_{\text{дейст}} = \frac{3600}{l_{\text{ц.дейст}}}, \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Удельный расход теплоты в теоретическом и действительном цикле установки показывает, какое количество теплоты (кДж или кВт·ч) необходимо затратить, чтобы получить 1 кДж или 1 кВт·ч работы:

$$g = \frac{Q}{N_{\text{теор}}} = \frac{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}}{N_{\text{теор}}}; \qquad g_e = \frac{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}}{N_e} = \frac{1}{\eta_e^{\text{уст}}}, \text{ кДж/кДж или кВт·ч/(кВт·ч)};$$

где $Q = qD = BQ_{\text{р}}^{\text{н}}$ – тепло, выделяемое в топке, кДж/ч; D – количество пара, поступающего в турбину (см. табл. 1), кг/ч; $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ = 10000–26000 кДж/кг – низшая теплота сгорания топлива

(угля); $B = Q/Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ – количество топлива, кг/ч; $N_{\text{теор}} = l_{\text{ц.теор}} D$ – количество электроэнергии, вырабатываемой в течение часа в теоретическом цикле, кДж/ч; $N_e = l_{\text{вн}} D = q\eta_e^{\text{уст}} D$ – количество электроэнергии, вырабатываемой в действительном цикле с учетом всех потерь, кДж/ч.

Удельный расход топлива показывает, какое количество топлива необходимо для получения 1 кДж работы:

$$b = \frac{B}{N_{\text{теор}}};\ ,\ b_e = \frac{B}{N_e} = \frac{1}{\eta_e^{\text{уст}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}},\ \text{кг } топл/\text{кДж};$$

где b и b_e – удельный расход топлива в теоретическом цикле и в действительном с учетом всех потерь.

4.3. Эксергетический метод

При анализе цикла принимается, что давление и температура окружающей среды p_0 = 100 кПа, t_0 = 20 °С (T_0 = 293 К), температура топочных газов $t_{\text{т}}$ = 1300 °С ($T_{\text{т}}$ = 1573 К).

Работоспособность (*максимальная полезная работа*, *эксергия*) изолированной системы, состоящей из источника работы и окружающей среды определяется выражением:

$$l_{\max} = e_1 = (i_1 - i_0) - T_0 (s_1 - s_0).$$

Здесь индексы *1* и *0* относятся соответственно к начальному (неравновесному) и конечному (равновесному) состояниям этой системы, а T_0 – температура окружающей среды.

По аналогии с эксергией потока рабочего тела вводится понятие об *эксергии потока тепла q*, отдаваемой телом (топочными газами) с температурой $T_{\text{т}}$, которая определяется как:

$$e_q = q\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{т}}}\right).$$

Если процесс внутри аппарата (например, котлоагрегата, турбины и др.) необратим, то в аппарате имеет место *потеря работоспособности* Δl *потока*.

Если в аппарат, производящий полезную работу или затрачивающий работу l, входит поток рабочего тела с параметрами $p_{\text{вх}}$, $T_{\text{вх}}$ и подводится поток тепла q от теплового источника, имеющего температуру $T_{\text{т}}$, а из аппарата выходит тот же поток рабочего тела с параметрами $p_{\text{вых}}$, $T_{\text{вых}}$, то в соответствии со сказан-

ным выше, потеря работоспособности в таком аппарате составляет:

$$\Delta l = \left[\left(e_{\text{вх}} + e_q \right) - e_{\text{вых}} \right] \pm l ,$$

где $e_{\text{вх}}$ и $e_{\text{вых}}$ – работоспособность потока на входе и выходе элемента установки; знак – ставится, если l – полезная работа, производимая в элементе установки (например, в турбине); знак + ставится, если l – затраченная работа в элементе установки (например, в насосе).

Потери работоспособности (эксергии) в котлоагрегате вследствие рассеивания теплоты в окружающую среду

$$\Delta l^{\text{ка}} = \left(e_3 + e_q \right) - e_{10} .$$

Потери работоспособности в паропроводе

$$\Delta l^{\text{пп}} = e_{10} - e_1 .$$

Потери работоспособности (эксергии) в турбине

$$\Delta l^{\text{т}} = e_1 - e_2 - l^{\text{т}}_{\text{дейст}} .$$

Потери работоспособности в электрогенераторе

$$\Delta l^{\text{г}} = l_{\text{ц.дейст}} - l_{\text{вн}} .$$

Потери эксергии в конденсаторе

$$\Delta l^{\text{к}} = e_2 - e_{2'} .$$

Потери работоспособности в насосе

$$\Delta l^{\text{н}} = e_{2'} - e_3 + l^{\text{н}}_{\text{дейст}} .$$

Уравнение эксергетического баланса

$$e_q = l_{\text{вн}} + \Delta l^{\text{ка}} + \Delta l^{\text{пп}} + \Delta l^{\text{т}} + \Delta l^{\text{г}} + \Delta l^{\text{к}} + \Delta l^{\text{н}} .$$

Приняв эксергию потока тепла e_{q} за 100 %, на основании уравнения эксергетического баланса для паротурбинной установки необходимо определить доли составляющих баланса и построить график распределения потоков эксергии (рис. 4).

5. ТРЕБОВАНИЯ К ОТЧЕТУ

Отчет оформляется на листах формата А4 с рамками и штампами и должен содержать:

1) титульный лист установленной формы;

2) принципиальную схему установки с основными техническими параметрами;

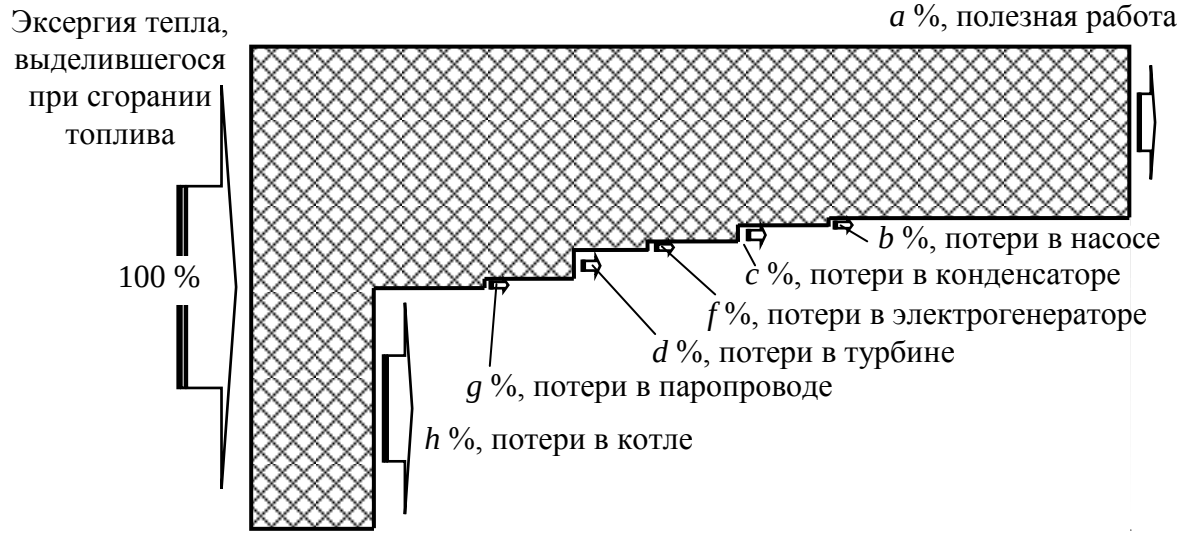


Рис. 4. Диаграмма потоков эксергии теплосиловой паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина с перегревом пара

3) расчеты;

4) таблицу исходных данных (часть табл. 1).

5) таблицу параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла (табл. 2);

6) изображение циклов в диаграммах *i–s*, *T–s* **в масштабе** (см. пример по рис. 2);

7) диаграммы энергетического и эксергетического балансов цикла **в масштабе** (см. пример по рис. 3 и 4);

8) выводы по работе с предложением решений по повышению эффективности установки, снижению потерь энергии и эксергии в элементах установки.

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назначение паросиловой установки, изобразите схему.
2. Изобразите цикл паросиловой установки. Поясните.
3. Что собой представляет термический КПД цикла, эффективный КПД установки.
4. В каких агрегатах максимальные потери энергии и эксергии?
5. Дайте определение термину «эксергия».
6. Что такое эксергия потока вещества, теплоты?
7. Какие существуют способы повышения эффективности цикла?

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по температуре)

t, °C	p, кПа	υ', м^3/кг	υ'', м^3/кг	i', кДж/кг	i'', кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
0	0,6108	0,0010002	206,3	–0,04	2501	–0,0002	9,157
0,01	0,6112	0,00100022	206,2	0,000614	2501	0,00000	9,156
1	0,6566	0,0010001	192,6	4,17	2503	0,0152	9,130
5	0,8718	0,0010000	147,2	21,01	2510	0,0762	9,026
10	1,227	0,0010003	106,4	41,99	2519	0,1510	8,901
20	2,337	0,0010017	57,83	83,86	2538	0,2963	8,667
25	3,166	0,0010029	43,40	104,8	2547	0,3670	8,558
30	4,242	0,0010043	32,93	125,7	2556	0,4365	8,454
35	5,622	0,001006	25,25	146,6	2565	0,5049	8,354
40	7,375	0,001008	19,55	167,5	2574	0,5721	8,258
45	9,582	0,001010	15,28	188,4	2583	0,6383	8,166
50	12,34	0,001012	12,05	209,3	2592	0,7035	8,077
55	15,74	0,001015	9,581	230,2	2601	0,7677	7,992
60	19,92	0,001017	7,681	251,1	2610	0,8310	7,911
65	25,01	0,001020	6,204	272,0	2618	0,8933	7,832
70	31,16	0,001023	5,048	293,0	2627	0,9548	7,757
75	38,55	0,001026	4,136	313,9	2635	1,015	7,684
80	47,36	0,001029	3,410	334,9	2644	1,075	7,614
85	57,80	0,001033	2,830	355,9	2652	1,134	7,546
90	70,11	0,001036	2,362	376,9	2660	1,193	7,481
95	84,53	0,001040	1,983	398,0	2668	1,250	7,417
100	101,3	0,001044	1,674	419,1	2676	1,307	7,356
110	143,3	0,001052	1,211	461,3	2692	1,419	7,240
120	198,5	0,001061	0,8920	503,7	2707	1,528	7,131
130	270,1	0,001070	0,6685	546,3	2721	1,634	7,028
140	361,4	0,001080	0,5088	589,1	2734	1,739	6,931
150	476,0	0,001091	0,3926	632,2	2746	1,842	6,838
200	1555	0,001157	0,1271	852,4	2791	2,331	6,429
250	3978	0,001251	0,05002	1086	2800	2,794	6,069
300	8592	0,001404	0,02162	1345	2748	3,256	5,704
350	16537	0,001741	0,008822	1673	2566	3,782	5,215
360	18674	0,001893	0,006970	1763	2486	3,919	5,060
370	21053	0,002231	0,004958	1896	2336	4,120	4,803
$t_{кр}$ = 374,12 °C; $p_{кр}$ = 22115 кПа; $\upsilon_{кр}$ = 0,003147 м^3/кг; $i_{кр}$ = 2095 кДж/кг; $s_{кр}$ = 4,424 кДж/(кг·К)							

Таблица 2

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по давлению)

p, кПа	*t*, °С	υ′, м^3/кг	υ″, м^3/кг	*i*′, кДж/кг	*i*″, кДж/кг	*s*′, кДж/(кг·К)	*s*″, кДж/(кг·К)
3	24,01	0,001003	45,67	101,0	2545	0,3543	8,578
4	28,98	0,001004	34,80	121,4	2554	0,4224	8,475
5	32,90	0,001005	28,20	137,8	2561	0,4762	8,395
6	36,18	0,001006	23,74	151,5	2567	0,5209	8,331
7	39,02	0,001007	20,53	163,4	2572	0,5591	8,276
8	41,53	0,001008	18,11	173,9	2577	0,5990	8,229
9	43,79	0, 001009	16,21	183,3	2581	0,6224	8,188
10	45,83	0,001010	14,68	191,8	2584	0,6493	8,151
50	81,35	0,001030	3,242	340,6	2646	1,091	7,595
100	99,63	0,001043	1,695	417,5	2676	1,303	7,361
200	120,2	0,001061	0,8859	504,7	2707	1,530	7,129
300	133,5	0,001074	0,6059	561,4	2726	1,672	6,993
400	143,6	0,001084	0,4624	604,7	2739	1,776	6,897
500	151,9	0,001093	0,3748	640,1	2749	1,860	6,822
1000	179,9	0,001127	0,1943	762,6	2777	2,138	6,585
2000	212,4	0,001177	0,09953	908,6	2797	2,447	6,337
3000	233,8	0,001216	0,06662	1008	2802	2,646	6,183
4000	250,3	0,001252	0,04974	1088	2799	2,797	6,067
5000	263,9	0,001286	0,03941	1155	2793	2,921	5,971
6000	275,6	0,001319	0,03241	1214	2783	3,028	5,888
7000	285,8	0,001351	0,02734	1268	2771	3,123	5,813
8000	295,0	0,001384	0,02349	1318	2758	3,208	5,743
9000	303,3	0,001418	0,02046	1364	2742	3,288	5,677
10000	311,0	0,001453	0,01800	1409	2724	3,362	5,614
11000	318,0	0,001489	0,01597	1451	2705	3,432	5,553
12000	324,6	0,001527	0,01425	1493	2685	3,499	5,493
13000	330,8	0,001567	0,01277	1533	2662	3,563	5,433
14000	336,6	0,001610	0,01149	1573	2638	3,626	5,374
15000	342,1	0,001658	0,01035	1612	2612	3,688	5,312
16000	347,3	0,001710	0,009330	1652	2583	3,749	5,250
17000	352,3	0,001769	0,008401	1692	2551	3,810	5,184
18000	357,0	0,001838	0,007534	1733	2514	3,874	5,114
19000	361,4	0,001923	0,006700	1778	2470	3,942	5,032
20000	365,7	0,002038	0,005873	1829	2414	4,018	4,934
21000	369,8	0,002218	0,005006	1892	2340	4,114	4,811
22000	373,7	0,002675	0,003757	2008	2192	4,289	4,575

Таблица 3

Термодинамические свойства воды и перегретого пара

t, °C	p = 100 кПа			p = 200 кПа			p = 300 кПа			p = 400 кПа		
	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	i, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)
0	0,0010002	0,0	–0,0001	0,0010001	0,2	–0,0001	0,0010001	0,3	–0,0001	0,0010000	0,4	0,0001
20	0,0010017	84,0	0,2963	0,0010016	84,0	0,2963	0,0010016	84,1	0,2962	0,0010015	84,2	0,2962
40	0,001008	167,5	0,5721	0,001008	167,6	0,5720	0,001008	167,7	0,5720	0,001007	167,8	0,5720
60	0,001017	251,2	0,8309	0,001017	251,2	0,8309	0,001017	251,3	0,8308	0,001017	251,4	0,8308
80	0,001029	335,0	1,075	0,001029	335,0	1,075	0,001029	335,1	1,075	0,001029	335,2	1,075
100	1,696	2677	7,363	0,001044	419,1	1,307	0,001044	419,2	1,307	0,001044	419,3	1,307
120	1,793	2717	7,468	0,001061	503,7	1,528	0,001061	503,8	1,528	0,001061	503,9	1,527
140	1,889	2757	7,567	0,9352	2748	7,231	0,6170	2740	7,027	0,001080	589,1	1,739
160	1,984	2796	7,661	0,9842	2790	7,329	0,6508	2782	7,129	0,4839	2775	6,983
180	2,078	2836	7,750	1,032	2830	7,420	0,6838	2824	7,223	0,5094	2818	7,080
200	2,172	2875	7,835	1,080	2870	7,507	0,7164	2866	7,312	0,5343	2861	7,172
250	2,406	2974	8,034	1,199	2971	7,709	0,7964	2968	7,517	0,5952	2964	7,380
300	2,639	3074	8,216	1,316	3072	7,893	0,8753	3069	7,703	0,6548	3067	7,567
350	2,871	3175	8,385	1,433	3173	8,063	0,9536	3171	7,874	0,7139	3170	7,739
400	3,103	3278	8,544	1,549	3276	8,222	1,031	3275	8,034	0,7726	3273	7,899
450	3,334	3382	8,693	1,665	3381	8,372	1,109	3380	8,184	0,8310	3378	8,050
500	3,565	3488	8,835	1,781	3487	8,514	1,187	3486	8,326	0,8893	3485	8,192
550	3,797	3595	8,969	1,897	3594	8,649	1,264	3594	8,461	0,9474	3593	8,327
600	4,028	3705	9,098	2,013	3704	8,777	1,341	3703	8,590	1,0055	3702	8,456
650	4,259	3815	9,221	2,129	3815	8,901	1,418	3814	8,713	1,063	3813	8,580
700	4,490	3928	9,340	2,244	3927	9,020	1,496	3927	8,832	1,121	3926	8,699
750	4,721	4042	9,455	2,360	4041	9,134	1,573	4041	8,947	1,179	4041	8,814
800	4,952	4159	9,566	2,475	4158	9,245	1,650	4158	9,058	1,237	4157	8,925

Продолжение табл. 3

t, °C	*p* = 500 кПа			*p* = 1,0 МПа			*p* = 1,5 МПа			*p* = 2,0 МПа		
	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)
0	0,0010000	0,5	–0,0001	0,0009997	1,0	–0,0001	0,0009995	1,5	0,0000	0,0009992	2,0	0,0000
20	0,0010015	84,3	0,2962	0,0010013	84,8	0,2961	0,0010010	85,3	0,2960	0,0010008	85,7	0,2959
40	0,001008	167,9	0,5719	0,001007	168,3	0,5717	0,001007	168,8	0,5715	0,001007	169,2	0,5713
60	0,001017	251,5	0,8307	0,001017	251,9	0,8305	0,001017	252,3	0,8302	0,0010163	252,7	0,8299
80	0,001039	335,3	1,0750	0,001029	335,7	1,075	0,001029	336,1	1,074	0,0010283	336,5	1,074
100	0,001044	419,4	1,3066	0,001043	419,7	1,306	0,001043	420,1	1,306	0,001043	420,5	1,305
120	0,001061	503,9	1,5273	0,001060	504,3	1,527	0,001060	504,6	1,526	0,001060	505,0	1,526
140	0,001080	589,2	1,7388	0,001080	589,5	1,738	0,001079	589,8	1,738	0,001079	590,2	1,737
160	0,3836	2767	6,865	0,001102	675,7	1,942	0,001102	676,0	1,941	0,001101	676,3	1,941
180	0,4046	2812	6,966	0,1944	2777	6,585	0,001127	763,4	2,139	0,001127	763,6	2,138
200	0,4249	2855	7,060	0,2059	2828	6,695	0,1324	2795	6,452	0,001156	852,6	2,330
250	0,4744	2961	7,272	0,2327	2943	6,926	0,1520	2923	6,710	0,1115	2903	6,546
300	0,5226	3064	7,461	0,2580	3051	7,124	0,1697	3038	6,919	0,1255	3024	6,768
350	0,5701	3168	7,633	0,2825	3158	7,302	0,1866	3148	7,103	0,1386	3137	6,957
400	0,6172	3272	7,794	0,3066	3264	7,461	0,2030	3256	7,270	0,1512	3248	7,129
450	0,6641	3377	7,945	0,3304	3371	7,619	0,2191	3364	7,425	0,1635	3358	7,286
500	0,7109,	3484	8,088	0,3540	3478	7,763	0,2351	3473	7,570	0,1756	3467	7,432
550	0,7575	3592	8,223	0,3776	3587	7,899	0,2508	3583	7,708	0,1876	3578	7,571
600	0,8040	370	8,353	0,4010	3697	8,029	0,2667	3694	7,839	0,1995	3690	7,702
650	0,8505	3813	8,476	0,4244	3809	8,154	0,2824	3806	7,964	0,2114	3802	7,828
700	0,8969	3926	8,595	0,4478	3922	8,273	0,2980	3919	8,084	0,2232	3916	7,948
750	0,9432	4040	8,710	0,4711	4038	8,388	0,3137	4035	8,199	0,2350	4032	8,064
800	0,9896	4157	8,821	0,4943	4154	8,500	0,3292	4152	8,311	0,2467	4149	8,176

Продолжение табл. 3

t, °C	*p* = 2,5 МПа			*p* = 3,0 МПа			*p* = 3,5 МПа			*p* = 4,0 МПа		
	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)
0	0,0009990	2,5	0,00004	0,0009987	3,0	0,0001	0,0009985	3,5	0,0001	0,0009982	4,0	0,0002
20	0,0010006	86,2	0,2958	0,0010004	86,7	0,2957	0,0010001	87,1	0,2956	0,0009999	87,6	0,2955
40	0,001007	169,7	0,5711	0,001007	170,1	0,5709	0,001006	170,5	0,5708	0,001006	171,0	0,5706
60	0,001016	253,2	0,8297	0,001016	253,6	0,8294	0,001016	254,0	0,8291	0,001015	254,4	0,8288
80	0,001028	336,9	1,0736	0,001028	337,3	1,073	0,001028	337,7	1,073	0,001027	338,1	1,073
100	0,001042	420,9	1,3050	0,001042	421,2	1,305	0,001042	421,6	1,304	0,001042	422,0	1,304
120	0,001059	505,3	1,5255	0,001059	505,7	1,525	0,001059	506,0	1,524	0,001058	506,4	1,524
140	0,001079	590,5	1,7368	0,001078	590,8	1,736	0,001078	591,1	1,736	0,001078	591,5	1,735
160	0,001101	676,6	1,9402	0,001101	676,9	1,940	0,001100	677,2	1,939	0,001100	677,5	1,939
180	0,001126	763,9	2,1372	0,001126	764,1	2,137	0,001125	764,4	2,136	0,001125	764,6	2,135
200	0,001156	852,8	2,3292	0,001155	853,0	2,328	0,001155	853,2	2,328	0,001154	853,4	2,327
250	0,08701	2880	6,409	0,07058	2855	6,287	0,05871	2828	6,173	0,001251	1086	2,794
300	0,09892	3009	6,645	0,08116	2994	6,541	0,06843	2978	6,448	0,05885	2962	6,363
350	0,1098	3127	6,842	0,09053	3116	6,744	0,07678	3105	6,660	0,06645	3093	6,584
400	0,1201	3240	7,017	0,09933	3232	6,923	0,08451	3223	6,843	0,07339	3215	6,771
450	0,1301	3351	7,176	0,1078	3344	7,085	0,09192	3338	7,007	0,07999	3331	6,938
500	0,1399	3462	7,324	0,1161	3456	7,235	0,09913	3451	7,158	0,08638	3445	7,091
550	0,1496	3573	7,464	0,1243	3569	7,375	0,1062	3564	7,300	0,09264	3559	7,234
600	0,1592	3686	7,596	0,1324	3682	7,508	0,1132	3678	7,434	0,09879	3673	7,369
650	0,1688	3799	7,722	0,1404	3795	7,635	0,1201	3792	7,561	0,1049	3788	7,496
700	0,1783	3913	7,843	0,1483	3910	7,756	0,1270	3907	7,683	0,1109	3904	7,619
750	0,1877	4029	7,959	0,1563	4027	7,873	0,1338	4024	7,800	0,1169	4021	7,736
800	0,1972	4147	8,072	0,1641	4145	7,986	0,1406	4142	7,913	0,1229	4140	7,849

Продолжение табл. 3

t, °C	*p* = 6 МПа			*p* = 7 МПа			*p* = 8 МПа			*p* = 9 МПа		
	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)
0	0,0009972	6,1	0,0003	0,0009967	7,1	0,0004	0,0009962	8,1	0,0004	0,0009958	9,1	0,0005
20	0,0009990	89,5	0,2951	0,0009986	90,4	0,2948	0,0009981	91,4	0,2946	0,0009977	92,3	0,2944
40	0,001005	172,7	0,5698	0,001005	173,6	0,5694	0,001004	174,5	0,5690	0,001004	175,4	0,5686
60	0,001014	256,1	0,8278	0,001014	256,9	0,8273	0,001014	257,8	0,8267	0,001013	258,6	0,8262
80	0,001026	339,6	1,071	0,001026	340,4	1,071	0,001025	341,2	1,070	0,001025	342,0	1,069
100	0,001041	423,5	1,302	0,001040	424,2	1,302	0,001040	425,0	1,301	0,001039	425,8	1,300
120	0,001057	507,8	1,522	0,001057	508,5	1,522	0,001056	509,2	1,521	0,001056	509,9	1,520
140	0,001076	592,8	1,733	0,001076	593,4	1,732	0,001075	594,1	1,731	0,001075	594,7	1,730
160	0,001098	678,6	1,936	0,001098	679,2	1,935	0,001097	679,8	1,934	0,001096	680,4	1,933
180	0,001123	765,7	2,133	0,001122	766,2	2,131	0,001122	766,7	2,130	0,001121	767,2	2,129
200	0,001152	854,2	2,324	0,001151	854,6	2,322	0,001150	855,1	2,321	0,001149	855,5	2,319
250	0,001248	1086	2,789	0,001246	1086	2,786	0,001244	1086	2,784	0,001242	1086	2,782
300	0,03616	2885	6,069	0,02946	2839	5,932	0,02425l	2785	5,792	0,001402	1345	3,254
350	0,04223	3044	6,336	0,03524	3017	6,231	0,02995	2988	6,132	0,02579	2958	6,038
400	0,04738	3179	6,544	0,03992	3160	6,451	0,03431	3140	6,367	0,02993	3120	6,289
450	0,05212	3303	6,721	0,04414	3288	6,635	0,03815	3273	6,558	0,03348	3258	6,487
500	0,05662	3422	6,881	0,04810	3411	6,799	0,04172	3399	6,725	0,03675	3386	6,659
550	0,06096	3540	7,029	0,05191	3530	6,949	0,04512	3520	6,878	0,03984	3511	6,815
600	0,06521	3657	7,167	0,05561	3649	7,089	0,04841	3641	7,020	0,04281	3632	6,959
650	0,06938	3774	7,297	0,05923	3767	7,220	0,05162	3760	7,153	0,04571	3753	7,092
700	0,07349	3892	7,421	0,06280	3885	7,345	0,05478	3879	7,279	0,04854	3873	7,219
750	0,07757	4010	7,540	0,06633	4005	7,465	0,05790	3999	7,399	0,05134	3994	7,341
800	0,08161	4130	7,655	0,06982	4126	7,580	0,06098	4121	7,515	0,05410	4116	7,457

Продолжение табл. 3

t, °C	*p* = 10 МПа			*p* = 11 МПа			*p* = 12 МПа			*p* = 16 МПа		
	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	υ, м^3/кг	*i*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)
0	0,0009953	10,1	0,0005	0,0009948	11,1	0,0006	0,0009943	12,1	0,0006	0,0009924	16,1	0,0008
20	0,0009972	93,2	0,2942	0,0009964	94,2	0,2939	0,0009964	95,1	0,2937	0,0009946	98,8	0,2928
40	0,001003	176,3	0,5682	0,001003	177,2	0,5678	0,0010026	178,1	0,5674	0,0010008	181,6	0,5659
60	0,001013	259,4	0,8257	0,001012	260,3	0,8251	0,001012	261,1	0,8246	0,001010	264,5	0,8225
80	0,001024	342,8	1,068	0,001024	343,6	1,068	0,001024	344,4	1,067	0,001022	347,6	1,065
100	0,001039	426,5	1,299	0,001038	427,2	1,298	0,001038	428,0	1,298	0,001036	431,0	1,295
120	0,001055	510,6	1,519	0,001055	511,3	1,518	0,001054	512,0	1,517	0,001052	514,9	1,514
140	0,001074	595,4	1,729	0,001073	596,1	1,728	0,001073	596,7	1,727	0,001070	599,4	1,723
160	0,001095	681,0	1,932	0,001095	681,6	1,930	0,001094	682,2	1,929	0,001091	684,6	1,925
180	0,001120	767,8	2,127	0,001119	768,3	2,126	0,001118	768,8	2,125	0,001115	771,0	2,120
200	0,001148	855,9	2,318	0,001147	856,4	2,316	0,001146	856,8	2,315	0,001142	858,6	2,309
250	0,001241	1086	2,779	0,001239	1086	2,777	0,001237	1086	2,775	0,001231	1086	2,766
300	0,001398	1344	3,249	0,001394	1343	3,245	0,001390	1342	3,241	0,001374	1338	3,225
350	0,02242	2924	5,946	0,01961	2888	5,855	0,01721	2848	5,762	0,00978	2619	5,307
400	0,02641	3099	6,216	0,02351	3076	6,146	0,02108	3053	6,079	0,01427	2950	5,822
450	0,02974	3242	6,422	0,02667	3226	6,361	0,02411	3210	6,303	0,01702	3140	6,095
500	0,03277	3374	6,598	0,02951	3362	6,542	0,02679	3349	6,489	0,01929	3296	6,304
550	0,03561	3500	6,757	0,03215	3490	6,703	0,02926	3480	6,654	0,02132	3438	6,482
600	0,03833	3624	6,903	0,03467	3616	6,851	0,03161	3607	6,803	0,02321	3572	6,640
650	0,04097	3745	7,038	0,03710	3738	6,988	0,03387	3731	6,942	0,02500	3702	6,784
700	0,04356	3867	7,166	0,03948	3860	7,112	0,03607	3854	7,071	0,02672	3829	6,918
750	0,04610	3989	7,288	0,04180	3983	7,240	0,03823	3978	7,195	0,02840	3956	7,045
800	0,04860	4111	7,405	0,04410	4107	7,357	0,04035	4102	7,314	0,03004	4083	7,167