

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Блинова Светлана Павловна
Должность: Заместитель директора по учебно-воспитательной работе
Дата подписания: 29.05.2023 11:02:52
Уникальный программный ключ:
1cafd4e102a27ce11a89a2a2ca4e017531c

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

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

учебной дисциплины
«Теоретические основы теплотехники»
по специальности:
13.02.01 Тепловые электрические станции

Методические указания по выполнению практических работ
по дисциплине «Теоретические основы теплотехники», разработаны на основе
Федерального государственного образовательного стандарта по специальности
13.02.01 Тепловые электрические станции

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

Разработчик:
Стрельникова Лилия Ивановна, преподаватель

Рассмотрена на заседании цикловой комиссии
Тепловых электрических станций

Председатель комиссии _____ Семенова С.И.

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

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

Зам. директора по УР _____ С.П. Блинова

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1.Практическое занятие 1.....	5
Основные термодинамические процессы водяного пара. Таблицы водяного пара	
2.Практическое занятие 2.....	20
Термодинамические процессы водяного пара. I,S-диаграмма	
3.Практическое занятие 3.....	28
Работа паротурбинной установки по циклу Ренкина	
4.Практическое занятие 4.....	31
Цикл паротурбинной установки с промежуточным перегревом пара	
5.Практическое занятие 5.....	36
Теплопередача через многослойную плоскую стенку	
6.Практическое занятие 6.....	42
Теплопроводность многослойной цилиндрической стенки	
7.Практическое занятие 7.....	48
Теплопередача через цилиндрическую стенку	
8.Практическое занятие 8.....	53
Определение коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении среды в трубах	
9.Практическое занятие 9.....	60
Теплоотдача при внешнем обтекании пучков	
10.Практическое занятие 10.....	69
Теплоотдача при свободном движении теплоносителя	
11.Практическое занятие 11.....	79
Теплообмен излучением	
Список используемой литературы.....	82

Введение

Методические указания разработаны в соответствии с рабочей программой дисциплины «Теоретические основы теплотехники», предназначенной для студентов специальности 13.02.01 Тепловые электрические станции.

Программой дисциплины предусматривается изучение учащимися основных газовых законов, понятия теплоемкости, основных термодинамических процессов газов и водяного пара; способов передачи теплоты в процессе теплообмена,

Для закрепления теоретических знаний, приобретения необходимых практических навыков и умений программой дисциплины предусматривается решение технических задач.

Выполнение данных практических работ в дальнейшем пригодится студентам при выполнении курсовых работ по специальным дисциплинам и дипломных проектов.

Студентам необходимо самостоятельно изучить темы разделов и устно ответить на контрольные вопросы после каждой работы.

При оформлении практической работы необходимо указывать тему, цель, задание, порядок расчета и вывод. Номер варианта соответствует порядковому номеру студента по журналу.

В результате освоения дисциплины обучающийся по специальности 13.02.01 Тепловые электрические станции

должен уметь:

- определять параметры состояния газа, рассчитывать газовую смесь;
- определять теплоемкость отдельного газа и смеси;
- проводить анализ основных термодинамических процессов;
- изображать газовые циклы в диаграммах; использовать таблицы и диаграммы для решения задач для идеальных и реальных газов;
- определять состояние и параметры водяного пара;
- производить расчеты при истечении и дросселировании газов и паров.
- производить расчеты по определению плотности теплового потока, температуры, термического сопротивления теплопроводности одно- и многослойной стенок;
- определять коэффициент теплоотдачи, теплопередачи, термического сопротивления теплоотдачи и теплопередачи,
- соблюдать правила технической безопасности при выполнении лабораторных работ;

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся

должен знать:

- основные газовые законы, газовые смеси;
- теплоемкость газов и газовых смесей;
- законы термодинамики; термодинамические процессы идеальных газов;

- газовые циклы;
- водяной пар и его свойства; диаграммы и таблицы водяного пара;
 - термодинамические процессы водяного пара;
- циклы паротурбинных установок;
- процессы передачи теплоты;
- основные положения и законы конвективного теплообмена;
- основные понятия и законы теплового излучения;

В процессе освоения дисциплины студент должен овладеть общими компетенциями:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

В процессе освоения дисциплины студент должен овладевать профессиональными компетенциями:

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

ПК 1.2. Обеспечивать подготовку топлива к сжиганию.

ПК 1.3. Контролировать работу тепловой автоматики и контрольно-измерительных приборов в котельном цехе.

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

ПК 2.2. Обеспечивать водный режим электрической станции.

ПК 2.3. Контролировать работу тепловой автоматики, контрольно-измерительных приборов, электрооборудования в турбинном цехе.

ПК 4.1. Управлять параметрами производства тепловой энергии.

ПК 4.2. Определять технико-экономические показатели работы основного и вспомогательного оборудования ТЭС.

ПК 4.3. Оптимизировать технологические процессы.

ПК 5.2. Проводить инструктажи и осуществлять допуск персонала к работам.

ПК 5.3. Контролировать состояние рабочих мест и оборудования на участке в соответствии с требованиями охраны труда.

ПК 5.4. Контролировать выполнение требований пожарной безопасности.

Практическое занятие 1

ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ВОДЯНОГО ПАРА. ТАБЛИЦЫ ВОДЯНОГО ПАРА

Цель работы

Определение параметров водяного пара с помощью таблиц водяного пара.

Теоретическая часть

Водяной пар применяется в качестве рабочего тела в паровых турбинах, которые являются в настоящее время тепловыми двигателями на тепловых электрических станциях.

Как теплоноситель, водяной пар широко используется в технологических процессах многих отраслей народного хозяйства.

Водяной пар не подчиняется законам идеальных газов, т.к. при конденсации переходит в жидкое состояние.

При различных расчетах и изучении процессов, протекающих в водяном паре, используются таблицы водяного пара (таблицы 1.2(П5) – 1.4(П7), составленными на основании экспериментальных данных. Табличный метод расчета тепловых процессов достаточно сложен, поэтому на практике широко применяется графический метод с использованием I, S - диаграммы водяного пара, составленной по таблицам М.П. Вукаловича.

Основными процессами являются: изобарный ($P = const$), изохорный ($v = const$), изотермический ($T = const$), и адиабатный ($dq = 0$).

Каждый из этих процессов может протекать целиком в области влажного или перегретого пара. Но может протекать и таким образом, что в начальном состоянии пар будет влажный, а в конечном перегретый (или наоборот).

При решении задач с использованием таблиц необходимо сначала установить состояние водяного пара вначале и в конце процесса.

Для определения состояния рабочего тела при заданном давлении P сравнивают любой известный параметр (v, i, S, t) с соответствующим параметром сухого пара по таблице 1.3(П6).

Например, известно начальное значение энтропии - S , тогда, если:

а) $S' < S < S''$ – то в рассматриваемом состоянии пар будет влажным, насыщенным. В этом случае необходимо найти степень сухости x из уравнения:

$$S_x = S'' \cdot x + (1-x) \cdot S', \text{ отсюда } x = \frac{S - S'}{S'' - S'}. \quad (1.1)$$

Остальные параметры из уравнений:

$v_x = v'' \cdot x + (1-x) \cdot v'$ – удельный объем влажного насыщенного пара;

$i_x = i'' \cdot x + (1-x) \cdot i'$ – энтальпия влажного насыщенного пара;

$U_x = i' \cdot P \cdot v_x$ – внутренняя энергия влажного насыщенного пара.

б) Если $S = S''$, то пар будет сухим и необходимые параметры находят по таблицам 1.2(П5) или 1.3(П6) сухого насыщенного пара.

в) Если $S > S''$ – пар будет перегретый и все необходимые параметры определяют по таблицам 1.4(П7) перегретого пара.

г) Если $S < S''$ – в рассматриваемом состоянии будет вода недогретая до кипения и все параметры находятся по таблице 1.4(П7).

Задание

1. Адиабатное расширение

Варианты 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8

1 кг водяного пара адиабатно расширяется от состояния, определяемого давлением P_1 (МПа) и температурой t_1 ($^{\circ}\text{C}$), до конечного состояния P_2 (МПа). Определить работу расширения. Задачу решить при помощи таблиц.

Порядок расчета

По таблице 1.3(П6) определяем температуру t_H ($^{\circ}\text{C}$), соответствующую заданному давлению P_1 (бар), т.к. $t_1 > t_H$, следовательно пар перегретый. Поэтому параметры определяем по таблице 1.4(П7) для перегретого пара.

По P_1 (МПа) и t_1 ($^{\circ}\text{C}$) определяем:

i_1 – энтальпия перегретого пара, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

v_1 – удельный объем перегретого пара, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

S_1 – энтропия перегретого пара, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

В обратимом адиабатном процессе энтропия постоянна, т.е. $S_1 = S_2$.

Чтобы определить состояние водяного пара в конце процесса необходимо энтропию $S_1 = S_2$ сравнить со значениями энтропий S_2' и S_2'' , соответствующих давлению P_2 (бар) таблицы 1.3(П6).

Если $S_2' < S_2 < S_2''$, то в конце расширения пар будет влажным и для определения параметров пара необходимо найти степень сухости.

$$1) x_2 = \frac{S_2 - S_2'}{S_2'' - S_2'} \quad (1.2)$$

По таблице 1.3(Пб) находим значения:

i_2' – энтальпия кипящей жидкости, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

v_2' – удельный объем кипящей жидкости, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

v_2'' – удельный объем сухого насыщенного пара, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

r – теплота парообразования, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

2) Энтальпия влажного насыщенного пара:

$$i_{2x} = i_2' + r \cdot x_2, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (1.3)$$

3) Удельный объем влажного насыщенного пара:

$$v_{2x} = v_2'' \cdot x_2 + (1 - x_2) \cdot v_2', \quad \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (1.4)$$

4) Работа расширения:

$$l = (i_1 - P_1 v_1) - (i_2 - P_2 v_2), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (1.5)$$

При низких давлениях $P < 4,0 \text{ МПа}$ и большой степени сухости $x > 0,7$ объем жидкости в смеси ввиду малости можно не учитывать и определять удельный объем влажного пара: $v_{2x} = v_2'' \cdot x_2$.

2. Изотермическое расширение

Вариант 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16

1 кг водяного пара изотермически расширяется при t_1 ($^{\circ}\text{C}$). В начальном состоянии пар влажный с x_1 , в конечном состоянии пар характеризуется параметром P_2 (МПа). Определить количество подводимого тепла, изменение внутренней энергии и работу расширения. Задачу решить при помощи таблиц.

Порядок расчета

Определяем начальные параметры при помощи таблицы 1.2(П5). По температуре t_1 ($^{\circ}\text{C}$) находим соответствующее давление P_1 (бар);

i_1', v_1', S_1' – энтальпия, удельный объем и энтропия кипящей жидкости, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

v_1'' , S_1'' – удельный объем, энтропия сухого насыщенного пара, $\frac{м^3}{кг}$;

r – теплота парообразования, $\frac{кДж}{кг}$.

1) Энтальпия в начальном состоянии:

$$i_1 = i_1' + r \cdot x_1, \frac{кДж}{кг}. \quad (1.6)$$

2) Удельный объем:

$$v_1 = v_1'' \cdot x_1 + (1 - x_1) \cdot v_1', \frac{м^3}{кг}. \quad (1.7)$$

3) Энтропия:

$$S_1 = S_1'' \cdot x_1 + (1 - x_1) \cdot S_1', \frac{кДж}{кг \cdot К}. \quad (1.8)$$

Определяем состояние водяного пара в конечном состоянии. По таблице 1.3(Пб) при P_2 (МПа) температура насыщения t_H ($^{\circ}C$). Так как $t_H < t_1$, в конце расширения пар перегрет и параметры пара определяем по таблице 1.4(П7) (по $t_2 = t_1$ $^{\circ}C$ и P_2 (МПа)):

i_2 – энтальпия перегретого пара, $\frac{кДж}{кг}$;

v_2 – удельный объем перегретого пара, $\frac{м^3}{кг}$;

S_2 – энтропия перегретого пара, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$.

1) Количество подведенной теплоты:

$$q = T (S_2 - S_1), \frac{кДж}{кг}, \quad (1.9)$$

где T – абсолютная температура, выраженная $^{\circ}K$.

2) Изменение внутренней энергии пара в процессе:

$$\Delta U = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1), \frac{кДж}{кг} \quad (1.10)$$

3) Работа расширения:

$$l = q - \Delta U, \frac{кДж}{кг}. \quad (1.11)$$

3. Изобарное сжатие.

Вариант 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24

1 кг водяного пара от начального состояния, характеризуемого давлением P_1 (МПа) и температурой t_1 ($^{\circ}C$) изобарно сжимается до состояния, характеризуемого степенью сухости - x_2 . Определить

количество отведенной теплоты q , работу сжатия l , и изменение внутренней энергии ΔU . Решить задачу с использованием таблиц.

Порядок расчета

Определяем состояние, в котором находится заданный водяной пар. Для этого воспользуемся таблицей 1.3(Пб) и по давлению P_1 (бар) найдем соответствующую ему температуру t_H ($^{\circ}\text{C}$), которая оказалась меньше заданной t_1 ($^{\circ}\text{C}$). Отсюда следует, что в начальном состоянии пар перегретый. Поэтому параметры i_1 $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$; v_1 $\left(\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}\right)$ и S_1 $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}\right)$ берем по таблице перегретого пара 1.4(П7) по заданным значениям P_1 (МПа) и t_1 ($^{\circ}\text{C}$).

В конечном состоянии водяной пар задан давлением $P_2 = P_1$ и степенью сухости x_2 , следовательно пар влажный. Область определения влажного насыщенного пара находится между нижней кривой насыщения (соответствующей кипящей жидкости) и верхней кривой насыщения (соответствующей сухому насыщенному пару), поэтому необходимые параметры находим, используя данные таблицы 1.3(Пб) по заданному давлению $P_2 = P_1$, (бар).

i_2' – энтальпия кипящей жидкости, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

v_2' – удельный объем кипящей жидкости, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

v_2'' – удельный объем сухого насыщенного пара, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

r – теплота парообразования, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Из таблицы 1.3(Пб) видно, что при одинаковом давлении i' и v' – кипящей жидкости значительно меньше i'' и v'' – сухого насыщенного пара, а искомые параметры i_2 и v_2 – влажного насыщенного пара будут находиться между ними.

1) Определяем энтальпию влажного насыщенного пара:

$$I_{2x} = i_2' + r \cdot x_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (1.12)$$

2) Определяем удельный объем, занимаемый влажным насыщенным паром:

$$v_{2x} = v_2'' \cdot x_2 + (1 - x_2) \cdot v_2', \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \quad (1.13)$$

3) Количество отводимой теплоты:

$$q = i_2 - i_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (1.14)$$

4) Работа сжатия:

$$l = P (v_2 - v_1), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (1.15)$$

5) Изменение внутренней энергии:

$$\Delta U = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (1.16)$$

4. Изобарное расширение

Вариант 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34

V (м^3) водяного пара изобарно расширяется от начального состояния, характеризуемого давлением P_1 (МПа) и степенью сухости - x_1 до конечного состояния характеризуемого температурой t_2 , ($^{\circ}\text{C}$). Определить количество подводимой теплоты Q , работу расширения L , и изменение внутренней энергии ΔU . Решить задачу с использованием таблиц.

Порядок расчета

В начальном состоянии пар влажный, поэтому необходимые параметры находятся в таблице Пб по заданному давлению P_1 (бар).

i'_2 – энтальпия кипящей жидкости, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

v'_2 – удельный объем кипящей жидкости, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

v''_2 – удельный объем сухого насыщенного пара, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

r – теплота парообразования, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

t_H – температура насыщения, соответствующая давлению $P_2 = P_1$ (бар), $^{\circ}\text{C}$.

1) Определяем энтальпию влажного насыщенного пара в начальном состоянии:

$$i_{1x} = i'_1 + r \cdot x_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (1.17)$$

2) Определяем удельный объем влажного насыщенного пара в начальном состоянии:

$$v_{1x} = v''_1 \cdot x_1 + (1 - x_1) \cdot v'_1, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \quad (1.18)$$

В конечном состоянии пар перегретый, т.к. $t_2 > t_H$, поэтому необходимые параметры находим по таблице 1.4(П7).

3) i_2 – энтальпия перегретого пара, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

v_2 – удельный объем перегретого пара, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$.

4) Масса пара:

$$M = \frac{V}{v_1}, \text{ кг.} \quad (1.19)$$

5) Количество подводимой теплоты:

$$Q = M(i_2 - i_1), \text{ кДж.} \quad (1.20)$$

6) Работа расширения:

$$L = M \cdot P(v_2 - v_1), \text{ кДж,} \quad (1.21)$$

где P , кПа.

7) Изменение внутренней энергии:

$$\Delta U = M [(i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1)], \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (1.22)$$

где P_1 и P_2 , кПа.

Таблица 1.1 – Расчетные данные

№ вар	Термодинамический процесс	P_1 , МПа	P_2 , МПа	t_1 , °C	t_2 , °C	M , кг	V , м ³	x_1	x_2
1	адиабатное расширение	4,0	0,05	360		1,0			
2		2,0	0,01	420		1,0			
3		3,5	0,03	400		1,0			
4		6,0	0,06	600		1,0			
5		5,0	0,04	500		1,0			
6		1,0	0,02	320		1,0			
7		8,0	0,07	460		1,0			
8		7,0	0,07	550		1,0			
9	изотермическое расширение		0,5	200		1,0		0,85	
10			2,0	320		1,0		0,8	
11			1,0	300		1,0		0,75	
12			0,5	180		1,0		0,9	
13			2,0	260		1,0		0,9	
14			1,0	240		1,0		0,8	
15			4,0	280		1,0		0,75	
16			5,0	340		1,0		0,85	
17	изобарное сжатие	4,0		500		1,0			0,85
18		6,0		600		1,0			0,9
19		1,0		420		1,0			0,85
20		0,5		550		1,0			0,8
21		1,0		300		1,0			0,9
22		5,0		360		1,0			0,93
23		4,0		420		1,0			0,88
24		0,5		500		1,0			0,87
25	изобарное расширение	4,0			400		3,0	0,95	
26		5,0			500		2,0	0,9	
27		6,0			360		0,5	0,95	
28		0,5			320		1,5	0,85	
29		1,0			250		2,5	0,8	
30		0,5			420		3,5	0,85	
31		0,5			320		1,0	0,75	
32		4,0			460		2,0	0,9	
33		2,0			400		1,5	0,8	
34		3,0			500		2,0	0,9	

Контрольные вопросы

- 1 Дать определение влажного насыщенного пара.
- 2 Дать определение сухого насыщения пара.
- 3 Какой пар называют перегретым?
- 4 Какой процесс называется парообразованием?
- 5 Какой процесс носит название конденсации пар?
- 6 Дать определение теплоты жидкости.
- 7 Дать определение теплоты парообразования.
- 8 Охарактеризовать P, v -диаграмму водяного пара.
- 9 Какую точку водяного пар называют критической?
- 10 Что обозначает степень сухости пара?
- 11 Какая линия называется верхней пограничной кривой?
- 12 Какая линия называется нижней пограничной кривой?
- 13 Какие величины определяются по таблицам водяного пар?
- 14 Каким образом определяется состояние водяного пара?

Таблица 1.2 (П5)-Сухой насыщенный пар и вода на кривой насыщения
(по температурам) (1 бар = 0,1 МПа)

t , °C	P , бар	ν' , м ³ /кг	ν'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
0	0,006108	0,0010002	206,321	-0,04	2501,0	2501,0	-0,0002	9,1565
5	0,008718	0,0010000	147,167	21,01	2510,2	2489,2	0,0762	9,0258
10	0,012271	0,0010003	106,419	41,99	2519,4	2477,4	0,1510	8,9009
20	0,023368	0,0010017	57,833	83,86	2537,7	2453,8	0,2963	8,6674
30	0,042417	0,0010043	32,929	125,66	2555,9	2430,2	0,4365	8,4537
40	0,073749	0,0010078	19,548	167,45	2574,0	2406,5	0,5721	8,2576
50	0,12335	0,0010121	12,048	209,26	2591,8	2382,5	0,7035	8,0771
60	0,19919	0,0010171	7,6807	251,09	2609,5	2358,4	0,8310	7,9106
70	0,31161	0,0010228	5,0479	292,97	2626,8	2333,8	0,9548	7,7565
80	0,47359	0,0010292	3,4104	334,92	2643,8	2308,9	1,0752	7,6135
90	0,70108	0,0010361	2,3624	376,94	2660,3	2283,4	1,1925	7,4805
100	1,01325	0,0010437	1,6738	419,06	2676,3	2257,2	1,3069	7,3564
120	1,9854	0,0010606	0,89202	503,7	2706,6	2202,9	1,6276	7,1310
140	3,6136	0,0010801	0,50875	589,1	2734,0	2144,9	1,7390	6,9307
160	6,1804	0,0011022	0,30685	675,5	2757,7	2082,2	1,9425	6,7498
180	10,027	0,0011275	0,19381	763,1	2777,1	2014,0	2,1393	6,5838
200	15,551	0,0011565	0,12714	852,4	2791,4	1939,0	2,3307	6,4289
220	23,201	0,0011900	0,08602	943,7	2799,9	1856,2	2,5178	6,2819
240	33,480	0,0012291	0,05964	1037,6	2801,6	1764,0	2,7021	6,1397
260	46,940	0,0012756	0,04212	1135,0	2795,2	1660,2	2,8850	5,9989
280	64,191	0,0013324	0,03010	1237,0	2778,6	1541,6	3,0687	5,8555
300	85,917	0,0014041	0,02162	1345,4	2748,4	1403,0	3,2559	5,7038
320	112,90	0,0014995	0,01544	1463,4	2699,6	1236,2	3,4513	5,5356
340	146,08	0,0016390	0,01078	1596,8	2622,3	1025,5	3,6638	5,3363
360	186,74	0,0018390	0,006970	1763,1	2485,7	722,6	3,9189	5,0603
374	220,84	0,002834	0,003482	2039,2	2150,7	111,5	4,3374	4,5096

Параметры критического состояния:

$t_{кр} = 374,12$ °C; $P_{кр} = 221,15$ бар; $\nu_{кр} = 0,003147$ м³/кг.

Таблица 1.3 (Пб)-Сухой насыщенный пар и вода на кривой насыщения (по давлениям) (1 бар = 0,1 МПа)

P , бар	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
0,025	21,094	0,0010020	54,256	88,44	2539,7	2451,3	0,3119	8,6431
0,030	24,098	0,0010027	45,668	101,00	2545,2	2444,2	0,3543	8,5776
0,035	26,692	0,0010033	39,480	111,84	2549,9	2438,1	0,3907	8,5224
0,040	28,981	0,0010040	34,803	121,41	2554,1	2432,7	0,4224	8,4747
0,050	32,90	0,0010052	28,196	137,77	2561,2	2423,4	0,4762	8,3952
0,060	36,18	0,0010064	23,742	151,50	2567,1	2415,6	0,5209	8,3305
0,070	39,02	0,0010074	20,532	163,38	2572,2	2408,8	0,5591	8,2760
0,08	41,53	0,0010084	18,106	173,87	2576,7	2402,8	0,5926	8,2289
0,09	43,79	0,0010094	16,206	183,28	2580,8	2397,5	0,6224	8,1875
0,10	45,83	0,0010102	14,676	191,84	2584,4	2392,6	0,6493	8,1505
0,15	54,00	0,0010140	10,025	225,98	2598,9	2372,9	0,7549	8,0089
0,20	60,09	0,0010172	7,6515	251,46	2609,6	2358,1	0,8321	7,9092
0,25	64,99	0,0010199	6,2060	271,99	2618,1	2346,1	0,8932	7,8321
0,30	69,12	0,0010223	5,2308	289,31	2625,3	2336,0	0,9441	7,7695
0,40	75,89	0,0010265	3,9949	317,65	2636,8	2319,2	1,0261	7,6711
0,50	81,35	0,0010301	3,2415	340,57	2646,0	2305,4	1,0912	7,5951
0,60	85,95	0,0010333	2,7329	359,93	2653,6	2293,7	1,1454	7,5332
0,70	89,96	0,0010361	2,3658	376,77	2660,2	2283,4	1,1921	7,4811
0,80	93,51	0,0010387	2,0879	391,72	2666,0	2274,3	1,2330	7,4360
0,90	96,71	0,0010412	1,8701	405,21	2671,1	2265,9	1,2646	7,3963
1,00	99,63	0,0010434	1,6946	417,51	2675,7	2258,2	1,3027	7,3601
1,20	104,81	0,0010476	1,4289	439,36	2683,8	2244,4	1,3609	7,2996
1,40	109,32	0,0010513	1,2370	458,42	2690,8	2232,4	1,4109	7,2480
1,60	113,32	0,0010547	1,0917	475,38	2696,8	2221,4	1,4550	7,2032
1,8	116,03	0,0010579	0,9773	490,70	2702,1	2211,4	1,4944	7,1638
2,0	120,23	0,0010608	0,88592	504,7	2706,9	2202,2	1,5301	7,1286
2,5	127,43	0,0010675	0,7188	535,4	2717,2	2181,8	1,6072	7,0540
3,0	133,54	0,0010735	0,60578	561,4	2725,5	2164,1	1,6717	6,9930
3,5	138,88	0,0010786	0,52425	584,3	2732,5	2148,2	1,7273	6,9414
4,0	143,62	0,0010839	0,46242	604,7	2738,5	2133,8	1,7764	6,8966
4,5	147,92	0,0010885	0,41392	623,2	2743,8	2120,6	1,8204	6,8570
5,0	151,85	0,0010928	0,37481	640,1	2748,5	2108,4	1,8604	6,8215
6,0	158,84	0,0011009	0,31556	670,4	2756,4	2086,0	1,9308	6,7598
7,0	164,96	0,0011082	0,27274	697,1	2762,9	2065,8	1,9918	6,7074
8,0	170,42	0,0011150	0,24030	720,9	2768,4	2047,5	2,0457	6,6618
9,0	175,36	0,0011213	0,21484	742,6	2773,0	2030,4	2,0941	6,6212
10,0	179,88	0,0011274	0,19430	762,6	2777,0	2014,4	2,1382	6,5847

Продолжение табл.1.3(Пб)

P , бар	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
14,0	195,04	0,0011489	0,14072	830,1	2788,4	1958,3	2,2836	6,4665
16,0	201,37	0,0011586	0,12368	858,6	2792,2	1933,6	2,3436	6,4187
18,0	207,10	0,0011678	0,11031	884,6	2795,1	1910,5	2,3976	6,3759
20,0	212,37	0,0011766	0,09953	908,6	2797,4	1888,8	2,4468	6,3373
24,0	221,78	0,0011932	0,08319	951,9	2800,4	1848,5	2,5343	6,2691
28,0	230,04	0,0012088	0,07138	990,5	2801,7	1811,2	2,6106	6,2101
32,0	237,44	0,0012237	0,06243	1025,5	2801,8	1776,3	2,6786	6,1577
36,0	244,16	0,0012381	0,05540	1057,6	2801,0	1743,4	2,7402	6,1103
40	253,33	0,0012521	0,04974	1087,5	2799,4	1711,9	2,7967	6,0670
44	256,05	0,0012657	0,04506	1115,5	2797,2	1681,7	2,8489	6,0268
48	261,38	0,0012792	0,04114	1141,9	2794,4	1652,5	2,8976	5,9891
50	263,92	0,0012858	0,03941	1154,6	2792,8	1638,2	2,9209	5,9712
55	269,94	0,0013023	0,03561	1185,1	2788,4	1603,3	2,9761	5,9282
60	275,56	0,0013187	0,03241	1213,9	2783,2	1569,4	3,0277	5,8878
65	280,83	0,0013350	0,02969	1241,4	2777,6	1536,2	3,0764	5,8494
70	285,80	0,0013514	0,02734	1267,7	2771,4	1503,7	3,1225	5,8126
75	290,51	0,0013678	0,02530	1293,0	2764,7	1471,7	3,1663	5,7773
80	295,95	0,0013843	0,02349	1317,5	2757,5	1440,0	3,2083	5,7430
85	299,24	0,0014010	0,02189	1341,2	2749,9	1408,7	3,2487	5,7098
90	303,31	0,0014179	0,02046	1364,2	2741,8	1377,6	3,2875	5,6773
95	307,22	0,0014351	0,01917	1386,7	2733,4	1346,7	3,3251	5,6456
100	310,96	0,0014526	0,01800	1408,6	2724,4	1315,8	3,3616	5,6143
110	318,04	0,0014887	0,01597	1451,2	2705,4	1254,2	3,4316	5,5531
120	324,64	0,0015267	0,01425	1492,6	2684,8	1192,2	3,4986	5,4930
130	330,81	0,0015670	0,01277	1533,0	2662,4	1129,4	3,5633	5,4333
140	336,63	0,0016104	0,01149	1572,8	2638,3	1065,5	3,6262	5,3737
150	342,12	0,0016580	0,01035	1612,2	2611,6	999,4	3,6877	5,3122
160	347,32	0,0017101	0,009330	1651,5	2582,7	931,2	3,7486	5,2496
170	352,26	0,0017690	0,008401	1691,6	2550,8	859,2	3,8103	5,1841
180	356,96	0,0018380	0,007534	1733,4	2514,4	781,0	3,8739	5,1135
190	361,44	0,0019231	0,006700	1778,2	2470,1	691,0	3,9417	5,0321
200	365,71	0,002038	0,005873	1828,8	2413,8	586,0	4,0181	4,9338
210	369,79	0,002218	0,005006	1892,2	2340,2	448,0	4,1137	4,8106
220	373,68	0,002675	0,003757	2007,7	2192,5	184,8	4,2891	4,5748

Параметры критического состояния:

$t_{кр} = 374,12$ °C; $P_{кр} = 221,15$ бар; $v_{кр} = 0,003147$ м³/кг.

Таблица 1.4 (П7)-Вода и перегретый пар (ν , м³/кг; i , кДж/кг; s , кДж/(кг·К); P , МПа)

P	0,004			0,01			0,05			0,1		
t , °C	ν	i	s	ν	i	s	ν	i	s	ν	i	s
20	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	84,0	0,2963
80	40,72	2650,2	8,7685	16,27	2649,3	8,3437	0,0010292	334,9	1,0752	0,0010292	355,0	0,0753
150	48,81	2783,2	9,1122	19,51	2782,8	8,6885	3,890	2780,0	7,9407	1,937	2776,4	7,6143
200	54,58	2879,6	9,3274	21,82	2879,3	8,9041	4,356	2877,5	8,1584	2,172	2875,2	7,8348
250	60,35	2977,3	9,5237	24,14	2977,1	9,1006	4,820	2975,8	8,3560	2,406	2974,2	8,0337
300	66,12	3076,5	9,7047	25,44	3076,3	9,2817	5,284	3075,3	8,5376	2,634	3074,1	8,2162
320	68,43	3116,6	9,7735	27,37	3116,4	9,3504	5,469	3115,5	8,6066	2,732	3114,4	8,2853
360	73,05	3197,5	9,9055	29,22	3197,4	9,4825	5,839	3196,6	8,7389	2,917	3195,7	8,4179
400	77,66	3279,5	10,031	31,06	3279,4	9,6081	6,209	3278,7	8,8646	3,103	3278,0	8,5439
420	79,97	3320,8	10,092	31,99	3320,7	9,6686	6,394	3320,2	8,9253	3,195	3319,5	8,6046
460	84,59	3404,3	10,209	33,83	3404,3	9,7858	6,764	3403,8	9,0425	3,380	3403,2	8,7220
500	89,20	3489,0	10,321	35,68	3844,9	9,8882	7,134	3488,5	9,1550	3,565	3487,9	8,8346
550	94,97	3596,3	10,455	37,99	3596,2	10,033	7,595	3595,8	9,2896	3,797	3545,4	8,9693
600	100,74	3705,3	10,584	40,29	3705,2	10,161	8,057	3704,9	9,482			

Продолжение табл. 1.4 (П7)

P	0,3			0,5			1,0			1,5		
t , °C	ν	i	s	ν	i	s	ν	i	s	ν	i	s
20	0,0010016	84,1	0,2962	0,0010015	84,3	0,2962	0,0010013	84,8	0,2961	0,0010010	85,3	0,2960
80	0,0010291	335,1	1,0751	0,0010290	335,3	1,0750	0,0010287	335,7	1,0746	0,0010285	336,1	1,0743
150	0,6340	2761,2	7,0791	0,0010908	632,2	1,8416	0,0010904	632,5	1,8410	0,0010901	632,8	1,08405
200	0,7164	2865,6	7,3124	0,4250	2855,5	7,0602	0,2059	2827,5	6,6940	0,1324	2795,3	6,4522
250	0,7964	2967,5	7,5172	0,4744	2960,7	7,2716	0,2327	2942,8	6,9256	0,1520	2923,4	6,7100
300	0,8753	3069,2	7,7028	0,5226	3064,2	7,4606	0,2580	3051,3	7,1239	0,1697	3037,9	6,9192
320	0,9067	3110,0	7,6628	0,5416	3105,5	7,5314	0,2678	3094,0	7,1971	0,1765	3082,1	6,9949
360	0,9692	3192,0	7,9066	0,5796	3188,3	7,6665	0,2873	3178,9	7,3356	0,1899	3169,3	7,1372
400	1,0315	3274,9	8,0335	0,6172	3271,8	7,7944	0,3066	3264,0	7,4606	0,2030	3256,1	7,2701
420	1,0626	3316,6	8,0946	0,6360	3313,8	7,8558	0,3161	3306,6	7,5283	0,2095	3299,3	7,3334
460	1,125	3400,7	8,2126	0,6735	3398,3	7,9743	0,3351	3392,1	7,6482	0,2223	3385,9	7,4548
500	1,187	3485,8	8,3255	0,7109	3483,7	8,0877	0,3540	3478,3	7,7627	0,2351	3472,9	7,5703
550	1,264	3593,6	8,4606	0,7575	3591,7	8,2232	0,3776	3587,2	7,8991	0,2509	3582,5	7,7078
600	1,341	3702,9	8,5896	0,8040	3701,4	8,3525	0,4010	3697,4	8,0292	0,2667	3693,5	7,8386

Продолжение табл. 1.4 (П7)

P	2,0			2,5			3,0			3,5		
	ν	i	s	ν	i	s	ν	i	s	ν	i	s
20	0,0010008	85,7	0,2959	0,0010006	86,2	0,2958	0,0010004	86,7	0,2957	0,0010001	87,1	0,2956
80	0,0010282	336,5	1,0740	0,0010280	336,9	1,0736	0,0010278	337,3	1,0733	0,0010275	337,7	1,0730
150	0,0010897	633,1	1,8399	0,0016894	633,1	1,8394	0,0010890	633,7	1,8388	0,0010887	634,0	1,8383
200	0,0011560	852,6	2,3300	0,0011555	852,8	2,3292	0,0011550	853,0	2,3284	0,0011545	853,2	2,3276
250	0,1115	2902,5	6,5460	0,08701	2879,9	6,4087	0,0758	2866,2	6,2867	0,05871	2828,1	6,1734
300	0,1255	3024,0	6,7679	0,09892	3009,4	6,6454	0,08116	2994,2	6,5408	0,06843	2978,2	6,4480
320	0,1308	3069,8	6,8466	0,10334	3057,1	6,7273	0,08500	3044,0	6,6262	0,07187	3030,3	6,5374
360	0,1411	3159,5	6,9929	0,1119	3149,6	6,8781	0,09232	3139,3	6,7818	0,07836	3128,9	6,6983
400	0,1512	3248,1	7,1285	0,1201	3239,9	7,0165	0,09933	3231,6	6,9231	0,08451	3223,1	6,8426
420	0,1561	3291,9	7,1927	0,1241	3284,5	7,0817	0,10276	3276,9	6,9894	0,08751	3269,2	6,9100
460	0,1659	3379,6	7,3156	0,1321	3373,2	7,2062	0,1095	3366,8	7,1115	0,09338	3360,3	7,0378
500	0,1756	3467,4	7,4323	0,1399	3461,9	7,3240	0,1161	3456,4	7,2345	0,09913	3450,8	7,1580
550	0,1876	3578,0	7,5708	0,1496	3573,3	7,4636	0,1243	3568,6	7,3752	0,1062	3563,9	7,2998
600	0,1995	3689,5	7,7024	0,1592	3685,5	7,5960	0,1324	3681,5	7,5084	0,1132	3677,5	7,4337

Продолжение табл. 1.4 (П7)

P	4,0			5,0			6,0			7,0		
	ν	i	s	ν	i	s	ν	i	s	ν	i	s
20	0,0009999	87,6	0,2955	0,0009995	88,6	0,2952	0,0009990	89,5	0,2951	0,0009986	90,4	0,2948
80	0,0010273	338,1	1,0726	0,0010268	338,8	1,0720	0,0010263	339,6	1,0713	0,0010259	340,4	1,0707
150	0,0010883	634,3	1,8377	0,0010877	635,0	1,8366	0,0010870	635,6	1,8355	0,0010863	636,2	1,8344
200	0,0011540	853,4	2,3268	0,0011530	853,8	2,3253	0,0011519	854,2	2,3237	0,0011510	854,6	2,3222
250	0,0012512	1085,8	2,7936	0,0012494	1085,8	2,7911	0,0012476	1085,8	2,7887	0,0012458	1085,8	2,786
300	0,05885	2961,5	6,3634	0,04532	2925,4	6,2104	0,03616	2885,0	6,0693	0,0946	2839,2	5,9322
320	0,06200	3062	6,4573	0,04811	2986,2	6,3147	0,03876	2953,5	6,1869	0,03199	2917,8	6,0672
360	0,06787	3118,2	6,6237	0,05316	3095,9	6,4939	0,04331	3072,4	6,3811	0,03623	3047,6	6,2793
400	0,07339	3214,5	6,7713	0,05780	3196,9	6,6486	0,04738	3178,6	6,5438	0,03992	3159,7	6,4511
420	0,07600	3261,4	6,8399	0,06002	3245,4	6,7196	0,04931	3229,0	6,6175	0,04165	3212,1	6,5278
460	0,08128	3353,7	6,9694	0,06434	3340,0	6,8528	0,05303	3326,8	6,7546	0,04495	3312,8	6,6691
500	0,08638	3445,2	7,0909	0,06853	3433,8	6,9768	0,05662	3422,2	6,8814	0,04810	3410,5	6,7988
550	0,09264	3559,2	7,2338	0,07363	3549,6	7,1221	0,06096	3540,0	7,0291	0,05191	3530,2	6,9490
600	0,09879	3673,4	7,3686	0,07864	3665,4	7,2586	0,06521	3657,2	7,1673	0,05561	3649,0	7,0890

Продолжение табл. 1.4 (П7)

<i>P</i>	8,0			9,0			10,0			15		
	<i>t</i> , °C	<i>ν</i>	<i>i</i>	<i>s</i>	<i>ν</i>	<i>i</i>	<i>s</i>	<i>ν</i>	<i>i</i>	<i>s</i>	<i>ν</i>	<i>i</i>
20	0,0009981	91,4	0,2946	0,0009977	92,3	0,2944	0,0009972	93,2	0,2942	0,0009950	97,9	0,2930
80	0,0010254	341,2	1,0700	0,0010249	342,0	1,0694	0,0010244	342,8	1,0687	0,0010221	346,8	1,0655
150	0,0010856	636,8	1,8334	0,0010850	637,5	1,8323	0,0010823	638,1	1,8312	0,0010811	641,3	1,8259
200	0,0011500	855,1	2,3207	0,0011490	855,5	2,3191	0,0011480	855,9	2,3176	0,0011432	858,1	2,3102
250	0,0012440	1085,8	2,7840	0,0012423	1085,9	2,7817	0,0012406	1085,9	2,7794	0,0012324	1086,2	2,7682
300	0,02425	2785,4	5,7918	0,0014022	1344,9	3,2539	0,0013978	1343,7	3,2494	0,0013779	1338,6	3,2284
320	0,02682	2878,1	5,9510	0,02268	2833,5	5,8341	0,01924	2782,0	5,7120	0,0014736	1455,0	3,4279
360	0,03089	3021,3	6,1849	0,02669	2993,2	6,0953	0,02330	2963,3	6,0086	0,01258	2771,3	5,5685
400	0,03431	3140,1	6,3670	0,02993	3119,7	6,2891	0,02641	3098,5	6,2158	0,01566	2977,6	5,8851
420	0,03589	3194,7	6,4469	0,03139	3176,7	6,3725	0,02779	3158,1	6,3031	0,01685	3055,3	5,9990
460	0,03888	3298,6	6,5928	0,03415	3284,1	6,5233	0,03036	3269,3	6,4511	0,01894	3190,0	6,1880
500	0,04172	3398,5	6,7254	0,03675	3386,4	6,6592	0,03277	3374,1	6,5984	0,02079	3309,7	6,3471
550	0,04512	3520,4	6,8783	0,03984	3510,5	6,8147	0,03561	3500,4	6,7568	0,02291	3448,7	6,5214
600	0,04841	3640,7	7,0201	0,04281	3632,4	6,9585	0,03833	3624,0	6,9025	0,02489	3581,2	6,6776

Продолжение табл. 1.4 (П7)

<i>P</i>	20,0			22,0			24,0			30,0		
	<i>t</i> , °C	<i>ν</i>	<i>i</i>	<i>s</i>	<i>ν</i>	<i>i</i>	<i>s</i>	<i>ν</i>	<i>i</i>	<i>s</i>	<i>ν</i>	<i>i</i>
20	0,0009929	102,5	0,2919	0,0009920	104,4	0,2914	0,0009912	106,2	0,2910	0,0009886	111,7	0,2895
80	0,0010199	350,8	1,0623	0,0010190	352,4	1,0610	0,0010181	354,0	1,0598	0,0010155	358,7	1,0560
150	0,0010779	664,4	1,8207	0,0010767	645,7	1,8186	0,0010754	647,0	1,8166	0,0010718	650,0	1,8105
200	0,0011387	860,4	2,3030	0,0011369	861,4	2,3001	0,0011352	862,3	2,2973	0,0011300	865,2	2,2891
250	0,0012247	1086,8	2,7575	0,0012218	1087,1	2,7534	0,0012189	1087,4	2,7493	0,0012107	1088,5	2,7375
300	0,0013606	1334,6	3,2095	0,0013542	1333,3	3,2024	0,0013482	1332,1	3,1956	0,0013315	1329,0	3,1763
320	0,0014450	1446,3	3,4010	0,0014351	1443,4	3,3913	0,0014258	1440,8	3,3821	0,0014010	1434,3	3,3568
360	0,001823	1742,0	3,8818	0,001760	1721,8	3,8442	0,001716	1707,3	3,8158	0,001629	1678,6	3,7546
420	0,01119	2931,0	5,7202	0,009586	2872,8	5,6064	0,008205	2808,2	5,4876	0,004919	2557,2	5,0694
460	0,01315	3101,0	5,9590	0,01155	3062,2	5,8725	0,010204	3021,5	5,7873	0,007185	2885,4	5,5313
500	0,01477	3240,2	6,1440	0,01312	3210,8	6,0700	0,01174	3180,5	5,9987	0,008679	3083,9	5,7954
550	0,01655	3394,3	6,3373	0,01481	3371,8	6,2719	0,01336	3348,9	6,2099	0,010165	3277,7	6,0385
600	0,01816	3536,9	6,5055	0,01633	3518,8	6,4453	0,01480	3500,5	6,3888	0,01144	3444,2	6,235

Практическое занятие 2

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ВОДЯНОГО ПАРА. I,S-ДИАГРАММА

Цель работы

Закрепить навыки в определении параметров водяного пара в различных термодинамических процессах при помощи I,S-диаграммы.

Теоретическая часть

С помощью I,S - диаграммы можно по двум известным параметрам определить все основные термодинамические величины для любого состояния пара, а так же проследить изменения состояния пара при различных термодинамических процессах. Большое значение при изучении паровых двигателей имеет определение с помощью I,S - диаграммы энтальпии водяного пара и разности энтальпий в виде отрезков при адиабатном процессе. I,S - диаграмма водяного пара приведена на рисунке 2.1.

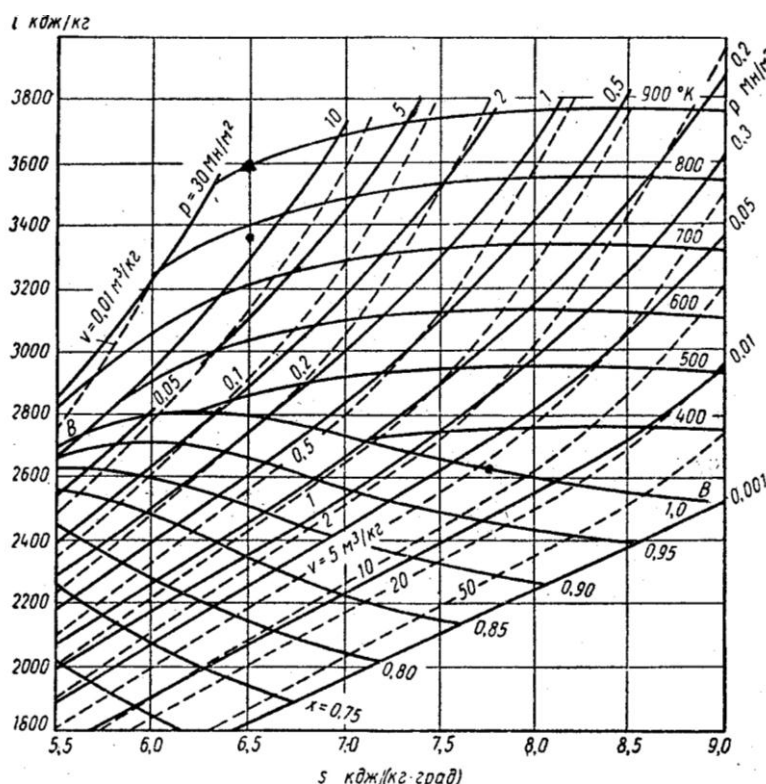


Рисунок 2.1- I,S - диаграмма водяного пара

При решении задач по I,S - диаграмме состояние рабочего тела определяют как точку пересечения любых двух линий и все параметры (за исключением - α) находят из диаграммы.

1. Адиабатный процесс $dq = 0$

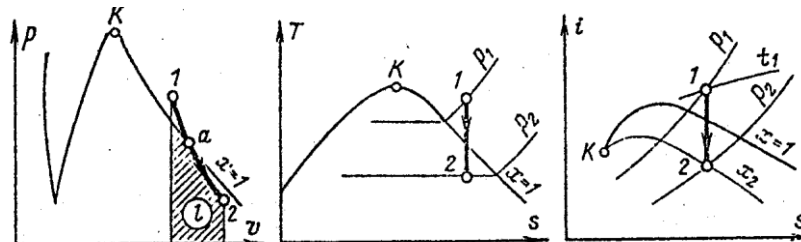


Рисунок 2.2- Адиабатный процесс для водяного пара

В обратимом адиабатном процессе энтропия не меняется ($S = const$), поэтому в I, S и T, S - диаграммах адиабата вертикальная линия.

В P, v - диаграмме адиабата изображается линией похожей на гиперболу, выражаемую уравнением

$$Pv^\kappa = const, \quad (2.1)$$

где κ - эмпирический коэффициент.

При незначительных изменениях давления, κ принимается равным:

- $\kappa = 1,3$ - для перегретого пара;
- $\kappa = 1,135$ - для сухого насыщенного пара;
- $\kappa = 1,035 + 0,1x$ - для влажного пара.

В I, S - диаграмме - адиабата изображается линией 1-2. Начальное состояние пара определяется t_1 , находящейся на пересечении изобары P_1 и изотермы t_1 . Опуская из точки 1 - вертикальную линию $S = const$ до пересечения с изобарой P_2 , находим точку 2, которая определяет конечное состояние пара в конце адиабатного расширения. В точке 2 определяем степень сухости - x_2 .

Работа расширения в адиабатном процессе совершается за счет внутренней энергии:

$$l = -\Delta U = (i_1 - P_1 v_1) - (i_2 - P_2 v_2), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (2.2)$$

Теплота процесса $q = 0$, т.к. процесс осуществляется без подвода (или отвода) теплоты.

Энтальпия процесса:

$$i_2 = i_2' + r \cdot x_2 \quad (2.3)$$

2. Изохорный процесс ($v = \text{const}$) с подводом теплоты

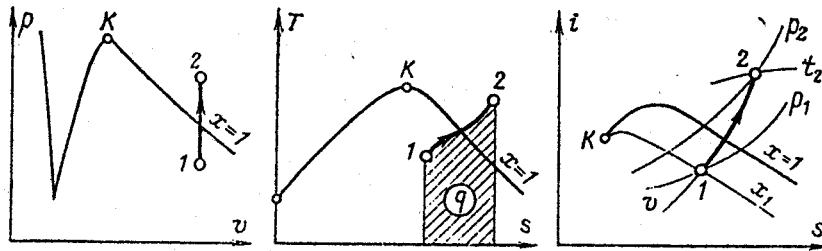


Рис. 2.3. Изохорный процесс для водяного пара.

В i, s - диаграмме изохора $1-2$ в начальном состоянии определяется $m.1$, находящейся на пересечении заданной изохоры v с изобарой P_1 . Конечное состояние определяется $m.2$ - на пересечении изохоры v с изотермой t_2 , так как $v = \text{const}$, то работа расширения не совершается $l = 0$, следовательно, вся теплота расходуется на изменение внутренней энергии:

$$q_v = \Delta U = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1), \quad (2.4)$$

где $v_2 = v_1$.

3. Изотермический процесс ($T = \text{const}$)

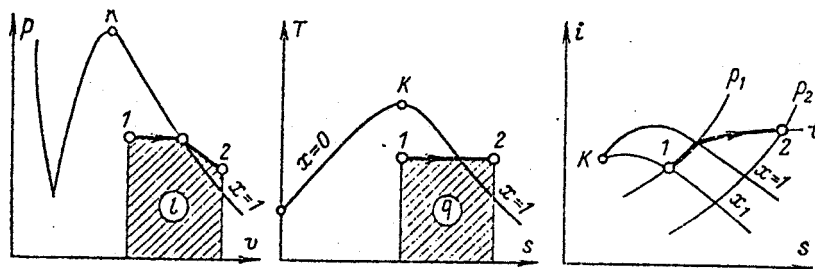


Рисунок 2.4- Изотермический процесс для водяного пара

В i, s - диаграмме линия $1-2$ является изотермой. Начальное состояние пара $m.1$ находится на пересечении изобары P_1 и линии постоянной сухости x_1 , а конечное состояние в $m.2$ - на пересечении заданной изотермы t и изобары P_2 .

В процессе изотермического расширения пара часть подводимой теплоты расходуется на изменение его внутренней потенциальной энергии, а часть на работу расширения.

Количество подведенной теплоты

$$q = T (S_2 - S_1), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (2.5)$$

где T - абсолютная температура, выраженная $^{\circ}\text{K}$;

$S_{1,2}$ - энтропия соответственно начала и конца процесса.

Изменение внутренней энергии в процессе расширения пара

$$\Delta U = i_2 - i_1 = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (2.6)$$

где P_1, P_2 – давление начала и конца процесса, Па;

i_1, i_2 – энтальпия начала и конца процесса, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

v_2, v_1 – удельные объемы начала и конца процесса.

Работа расширения:

$$l = q - \Delta U, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (2.7)$$

4. Изобарный процесс ($P = \text{const}$) расширения (сжатия)

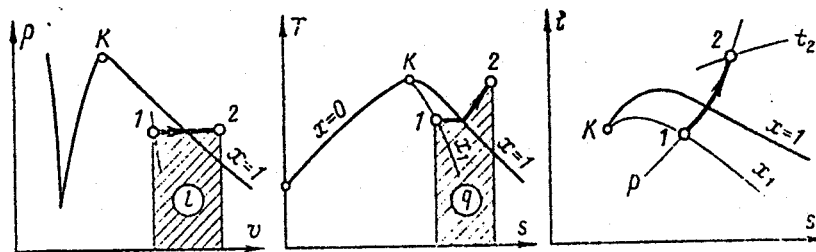


Рисунок 2.5- Изобарный процесс для водяного пара.

В i, s - диаграмме линия 1-2 является изобарой. В начальном состоянии $m.1$ находится на пересечении заданной изобары P и линии постоянной сухости x_1 , а конечное состояние $m.2$ - на пересечении изобары P и изотермы t_2 .

Количество подводимой (отводимой) теплоты:

$$q = i_2 - i_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad \begin{array}{l} \text{- при расширении положительно,} \\ \text{- при сжатии отрицательно.} \end{array}$$

Работа расширения (сжатия) идет на изменение объема

$$l = P (v_2 - v_1), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad \begin{array}{l} \text{- при расширении положительно,} \\ \text{- при сжатии отрицательно.} \end{array}$$

Изменение внутренней энергии:

$$\Delta U = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad \begin{array}{l} \text{- при расширении положительно,} \\ \text{- при сжатии отрицательно.} \end{array}$$

Задание

Варианты 1- 16

1 кг перегретого пара, определяемого начальными параметрами P_1 (МПа) и v_1 ($\text{м}^3/\text{кг}$) изобарно сжимается (рисунок 2.6.) до конечного состояния, характеризуемого степенью сухости x_2 . Найти значения всех параметров в начальном и конечном состояниях ($t_1; i_1; s_1; t_2; i_2; s_2$), изменение внутренней энергии, работу сжатия и количество отводимой теплоты при помощи I,S-диаграммы.

Порядок расчета

1. Определяем первоначальные параметры водяного пара в $m.1$, полученной на пересечении двух кривых изобары, характеризуемой значением давления P_1 ($\text{кн}/\text{м}^2$) и v_1 ($\text{м}^3/\text{кг}$).

Кривая изотермы t_1 проходящая через $m.1$ показывает значение температуры водяного пара в начальном состоянии. Перпендикуляры, восстановленные на оси i и s , дают значение энтальпии i_1 и энтропии s_1 .

2. В процессе изобарного сжатия 1-2 состояние водяного пара изменяются от $m.1$ до состояния характеризуемого $m.2$, которая получается пересечением изобары $P_1 = P_2$ с кривой постоянной степени сухости x_2 .

Восстановив перпендикуляры на оси i и s , определяем значения энтальпии i_2 и энтропии s_2 . Чтобы найти значение температуры в $m.2$ необходимо: подняться по изобаре до точки пересечения ее с верхней пограничной кривой ($x = 1$) $m.3$. Изотерма проходящая через $m.3$ показывает значение температуры, соответствующей $m.2$. Изохора v_2 определяет значение удельного объема водяного пара в $m.2$.

3. Изменение внутренней энергии определяется по формуле:

$$\Delta U = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

4. Количество отводимой теплоты определяется:

$$q = i_2 - i_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

5. Работа сжатия:

$$l = P (v_2 - v_1), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Вывод

По знаку q определяем подводилась или отводилась теплота в процессе 1-2; и по знаку l определяем совершалась работа сжатия или расширения; по знаку U определяем увеличение или уменьшение температуры. Определить состояние водяного пар в конце

процесса, т.е. в *т.2*.

Варианты 17-34

1 кг перегретого пара адиабатно расширяется от первоначального давления P_1 (МПа) и t_1 (°C) до конечного давления P_2 (МПа). При помощи I,S-диаграммы определить значения все параметров в начальном и конечном состояниях ($v_1; i_1; s_1; v_2; i_2; s_2$), изменение внутренней энергии, работу пара при расширении.

Порядок расчета

1. Определяем первоначальные параметры водяного пара в $m.1$, полученной на пересечении двух кривых P_1 и t_1 . Определяем $v_1; i_1; s_1$ (рисунок 2.7).

2. Так как при адиабатном расширении пара энтропия в начальном состоянии $S_1 = S_2$ энтропии в конечном состоянии, то $m.2$ находится на пересечении энтропии s_1 с кривой P_2 .

В $m.2$ определяем степень сухости x_2 ; удельный объем по изохоре v_2 ; энтальпию i_2 определяем опустив перпендикуляр из $m.2$ на ось I , энтропия $S_1 = S_2$.

Температуру t_2 определяем следующим образом: из $m.2$ по изобаре P_2 поднимаемся до точки пересечения ее с верхней пограничной кривой ($x = 1$) $m.3$. Изотерма t_2 проходящая через точку $m.3$, показывает значение температуры t_2 в $m.2$.

3. Работа расширения определяется:

$$l = (i_1 - P_1 v_1) - (i_2 - P_2 v_2), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

4. Изменение внутренней энергии

$$l = -\Delta u, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Вывод

По знаку l определяем, совершалась работа сжатия или расширения. Объяснить подводится теплота в данном процессе и чему равно ее численное значение?

Таблица 2.1- Расчетные данные

№ вар	P_1 , МПа	v_1 , м ³ /кг	x_2	№ вар	P_1 , МПа	t_1 , °С	P_2 (МПа).
1	0,1	3,0	0,99	18	18,0	550	0,1
2	0,5	0,7	0,95	19	16,0	650	0,3
3	1,0	0,4	0,9	20	14,0	580	0,2
4	1,5	0,25	0,85	21	10,0	500	0,02
5	1,5	0,2	0,8	22	9,0	630	0,04
6	2,0	0,16	0,84	23	7,0	550	0,07
7	2,4	0,14	0,87	24	6,0	520	0,2
8	3,0	0,12	0,95	25	5,0	450	0,01
9	4,0	0,09	0,9	26	4,0	500	0,07
10	5,0	0,06	0,85	27	3,0	400	0,3
11	5,0	0,08	0,97	28	2,0	400	0,004
12	6,0	0,07	1,00	29	2,6	530	0,03
13	7,0	0,05	0,94	30	1,5	470	0,01
14	8,0	0,04	0,95	31	1,0	450	0,04
15	3,5	0,12	0,85	32	0,7	350	0,05
16	4,5	0,08	0,85	33	0,6	380	0,01
17	20,0	600	0,05	34	0,5	440	0,02

Контрольные вопросы

- 1 Охарактеризовать I,S-диаграмму водяного пара.
- 2 Какие параметры водяного пара определяются при помощи I,S-диаграммы?
- 3 Какие области водяного пара изображены на I,S-диаграмме?
- 4 Какому состоянию водяного пара соответствует верхняя пограничная кривая?
- 5 Какому состоянию водяного пара соответствует нижняя пограничная кривая?
- 6 Охарактеризовать степень сухости водяного пара.
- 7 Чем характеризуются основные термодинамические процессы водяного пара на I,S-диаграмме?
- 8 каким образом определяется состояние водяного пара в различных термодинамических процесса?
- 9 Каким образом определяется энтальпия водяного пара в I,S-диаграмме?
- 10 Каким образом определяется энтропия водяного пара в I,S-диаграмме?
- 11 Как определяется степень влажности водяного пар?
- 12 Как определяется значение температуры в области влажного насыщенного пар?

Практическое занятие 3

РАБОТА ПАРОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ ПО ЦИКЛУ РЕНКИНА

Цель работы

Определение термического коэффициента полезного действия паротурбинной установки работающей по циклу Ренкина и удельного расхода с помощью i, S диаграммы водяного пара.

Теоретическая часть

Термическим циклом паротурбинных установок является цикл Ренкина.

Теплота q_1 , сообщенная 1 кг пара в парогенераторе определяется по уравнению:

$$q_2 = i_2 - i'_2, \quad (3.1)$$

где i_2 – энтальпия отработавшего пара при входе в конденсатор, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Термический КПД цикла Ренкина определяется по уравнению:

$$\eta_1 = \frac{l_y}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(i_1 - i'_2) - (i_2 - i'_2)}{i_1 - i'_2} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}. \quad (3.2)$$

Следовательно, работа 1 кг пара равна разности энтальпий адиабатного расширения пара в турбине:

$$l_y = i_1 - i_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.3)$$

Удельный расход пара определяется по уравнению:

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2}, \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (3.4)$$

Удельный расход теплоты:

$$d_0 = d_0 \cdot q_1 = \frac{3600 \cdot (i_1 - i'_2)}{i_1 - i_2} = \frac{3600}{\eta_t}, \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (3.5)$$

При высоких начальных параметрах пара и глубоком вакууме термический КПД цикла Ренкина не превышает 45 – 47%.

Термический КПД цикла повышается при повышении начального давления пара P_1 и его температуры t_1 , причем влажность пара в конце адиабатного расширения должна оставаться в допустимых пределах, то есть не более 10 – 12%.

Задание

Паротурбинная установка работает по циклу Ренкина. При

входе в турбину пар имеет давление $P_1, \text{МПа}$ и температуру $t_1, ^\circ\text{C}$; давление в конденсаторе $P_2, \text{МПа}$. Определить термическое КПД и удельный расход пара.

Порядок расчета

1) По I, S - диаграмме находим энтальпию $i_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ в $m.1$ (рисунок 3.1) на пересечении изобары P_1 с изотермой t_1 .

2) Находим энтальпию $i_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ в $m.2$. Для этого из $m.1$ опускаемся по линии постоянной энтропии $S_1 = S_2$ до пересечения с изобарой P_2 .

3) По таблице водяного пара П-6 находим по давлению $P_2(\text{бар})$ энтальпию кипящей жидкости $i_2', \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

4) Вычислим термический КПД цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}. \quad (3.6)$$

5) Определим удельный расход пара:

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2'}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (3.7)$$

Вывод

Охарактеризовать состояние водяного пара в т.1 и в т. 2.

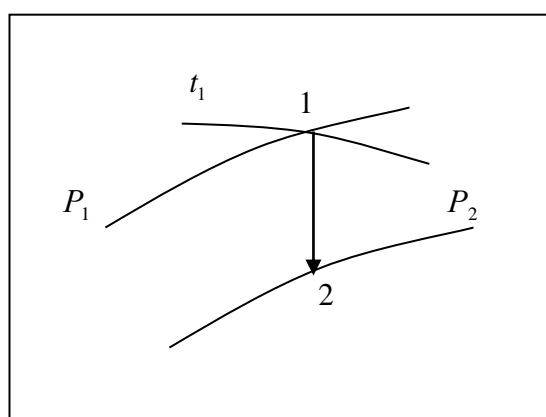


Рисунок 3.1- Адиабатное расширение пара 1-2

Таблица 3.1- расчетные данные

<i>№ ва- рианта</i>	$P_1, \text{МПа}$	$P_2, \text{МПа}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	<i>№ ва- рианта</i>	$P_1, \text{МПа}$	$P_2, \text{МПа}$	$t_1, ^\circ\text{C}$
1	4,0	0,003	400	18	9,0	0,003	520
2	4,2	0,003	450	19	4,0	0,004	500
3	4,5	0,003	470	20	4,5	0,005	550
4	5,0	0,0035	480	21	5,0	0,005	500
5	5,2	0,0035	500	22	5,5	0,004	480
6	5,5	0,004	520	23	6,3	0,0035	520
7	5,7	0,004	550	24	6,4	0,004	550
8	5,8	0,004	400	25	6,7	0,004	580
9	6,0	0,005	450	26	7,0	0,005	580
10	6,5	0,005	470	27	7,5	0,004	400
11	6,8	0,005	500	28	7,8	0,004	580
12	7,0	0,0035	400	29	8,2	0,005	600
13	7,2	0,0035	420	30	9,0	0,005	450
14	7,4	0,0035	450	31	9,5	0,005	480
15	7,5	0,004	470	32	10,0	0,005	580
16	7,7	0,0045	480	33	5,0	0,004	400
17	8,0	0,005	500	34	5,5	0,005	550

Практическое занятие 4

ЦИКЛ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Цель работы

Определение термического коэффициента полезного действия паротурбинной установки, работающей по циклу с промежуточным перегревом пара; удельного расхода пара; количества теплоты сообщенного пару в парогенераторе; потери теплоты в конденсаторе.

Теоретическая часть

Цикл с промежуточным (или повторным) перегревом пара применяется в энергетике в том случае, когда при повышении давления пара свыше $10,0$ МПа и глубоком вакууме в конденсаторе $0,005 - 0,0035$ МПа температуре $540 - 580$ °С уже не обеспечивают допустимой степени влажности пара. Применение вторичного перегрева не только уменьшает конечную влажность пара, но и позволяет повысить термический КПД цикла, если будут правильно выбраны промежуточное давление и конечная температура пара после промежуточного пароперегревателя.

При введении однократного перегрева термический КПД цикла повышается на $2 - 3$ % в сравнении с термический КПД цикла Ренкина при одинаковых параметрах пара.

Теплота, сообщенная пару высокого давления в парогенераторе:

$$q_1' = i_1' - i_4', \quad (4.1)$$

где $i_1', \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – энтальпия перегретого пара при входе в цилиндр высокого давления турбины (ЦВД);

$i_4', \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – энтальпия конденсата, после конденсатора.

Теплота, сообщенная пару в промежуточном пароперегревателе:

$$q_1'' = i_3 - i_2, \quad (4.2)$$

где i_2 – энтальпия отработавшего пара на выходе из цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины, в конце адиабатного расширения;

i_3 – энтальпия вторичного перегретого пара на входе в цилиндр низкого давления (ЦНД).

Теплота, сообщенная пару в цикле:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = (i_1 - i_4') + (i_3 - i_2) \quad (4.3)$$

Теплота отданная отработанным паром охлаждающей воде в конденсаторе:

$$q_2 = i_4 - i_4', \quad (4.4)$$

где i_4 - энтальпия отработавшего пара на выходе из ЦНД турбины.

Термический КПД цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_2) + (i_3 - i_4)}{(i_1 - i_4') + (i_3 - i_2)}. \quad (4.5)$$

Задание

При входе в турбину давление $P_1, \text{МПа}$ и температурой $t_1, ^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $P_4, \text{кН/м}^2$. Промежуточный перегрев производится при давлении $P_2 = P_3, \text{МПа}$ до температуры $t_3, ^\circ\text{C}$.

Определить термический КПД, удельный расход пара, количество теплоты, сообщенное пару в парогенераторе и потерю теплоты в конденсаторе, задачу решить с использованием таблиц водяного пара и i, S диаграммы.

Порядок расчета

1) При помощи i, S диаграммы находим энтальпию $i_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $i_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $i_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $i_4, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, (рисунок 4.2).

2) По таблице 1.3(П)-б находим энтальпию $i_4', \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ по давлению $P_4, \text{бар}$.

3) Находим теплоту, подведенную к пару в парогенераторе:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = (i_1 - i_4') + (i_3 - i_2), \quad (4.6)$$

где q_1' - теплота, сообщенная пару в пароперегревателе, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

q_1'' - теплота, сообщенная пару в промежуточном пароперегревателе, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

4) Теплота, отданная в конденсаторе:

$$q_2 = i_4 - i_4', \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (4.7)$$

5) Термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_2) + (i_3 - i_4)}{(i_1 - i_4') + (i_3 - i_2)}. \quad (4.8)$$

б) Удельный расход пара:

$$d_0 = \frac{3600}{(i_1 - i_2) + (i_3 - i_4)}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (4.9)$$

Вывод

Объяснить, как изменяется термический КПД цикла паротурбинных установок с применением промежуточного перегрева пара, в сравнении с циклом Ренкина.

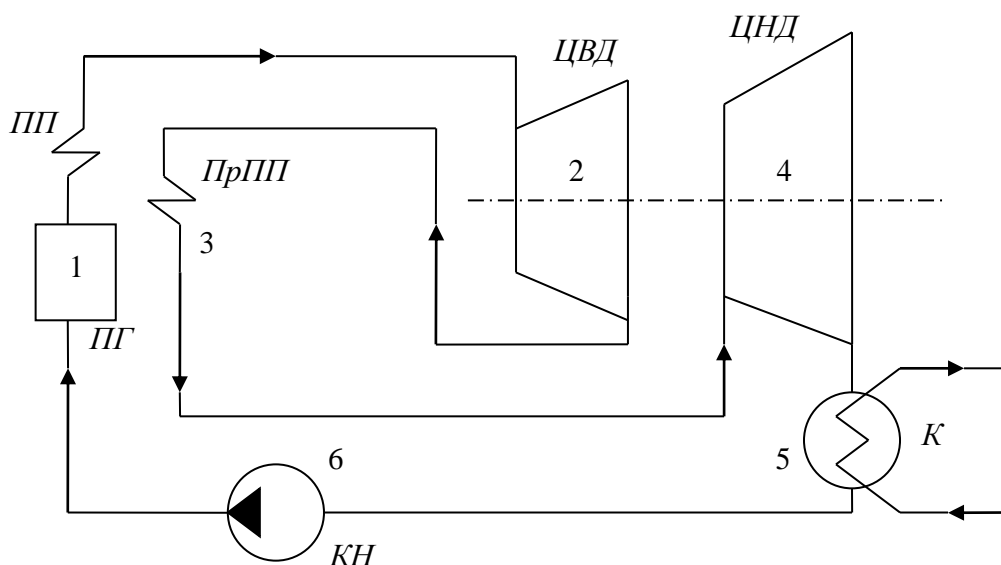


Рисунок 4.1-Цикл паротурбинной установки с промежуточным перегревом пара

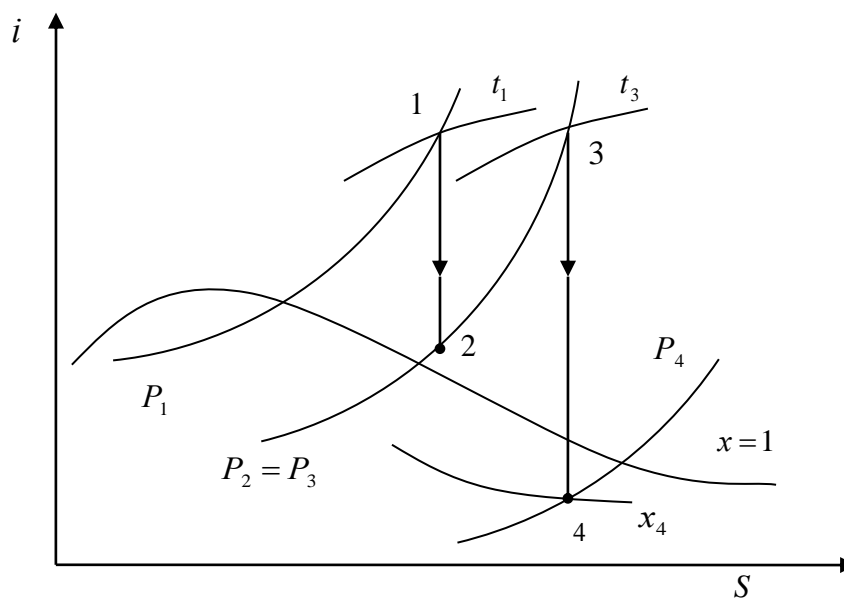


Рисунок 4.2- I,S-диаграмма цикла с промежуточным перегревом пара

Таблица 4.1- Расчетные данные

№ вариан- та	P_1 , МПа	t_1 , °C	P_4 , КН/м ²	$P_3 = P_2$, КН/м ²	t_3 , °C
1	12,0	500	3,0	5,0	450
2	13,0	550	4,0	4,5	500
3	14,0	600	5,0	4,0	550
4	16,0	610	6,0	4,5	560
5	18,0	620	7,0	5,0	570
6	20,0	630	8,0	5,0	580
7	22,0	650	9,0	6,0	590
8	24,0	650	10,0	6,0	600
9	12,0	510	9,0	5,0	460
10	13,0	520	8,0	4,5	470
11	14,0	530	7,0	4,5	480
12	16,0	540	6,0	4,0	490
13	18,0	550	5,0	4,0	500
14	20,0	600	4,0	5,0	550
15	22,0	610	3,0	5,0	560
16	24,0	620	5,0	6,0	570
17	11,0	500	12,0	2,0	440
18	10,0	490	11,0	2,0	430
19	9,0	480	10,0	1,5	420
20	8,0	470	9,0	1,5	410
21	7,0	460	8,0	1,5	400
22	6,0	450	7,0	1,0	390
23	5,0	440	20,0	1,0	370
24	4,0	430	18,0	0,9	360
25	3,0	420	16,0	0,8	350
26	4,0	510	14,0	0,5	440
27	5,0	520	12,0	0,6	450
28	6,0	530	10,0	0,7	460
29	7,0	540	9,0	0,8	470
30	8,0	550	8,0	0,8	480
31	9,0	560	7,0	0,9	490
32	10,0	570	5,0	0,9	500

Контрольные вопросы к практическим занятиям 3-4

- 1 Охарактеризовать теоретический цикл Карно.
- 2 Охарактеризовать цикл Ренкина.
- 3 Изобразить принципиальную схему паротурбинной установки.
- 4 Указать отличия теоретического цикла Карно от цикла Ренкина.
- 5 Построить P,V и T,S – диаграммы цикла Ренкина.
- 6 Охарактеризовать основные термодинамические процессы цикла Ренкина в P,V и T,S – диаграммах. Указать где происходят данные процессы на принципиальной схеме.
- 7 Как меняется состояние водяного пара в характерных точках цикла Ренкина, P,V -диаграммах?
- 8 С какой целью используют цикл с промежуточным перегревом пара?
- 9 Какой цикл паротурбинной установки называется регенеративным?
- 10 Чему равен термический КПД цикла Ренкина?
- 11 Каким образом можно увеличить КПД цикла Ренкина?
- 12 Какое давление соответствует перегретому пару в парогенераторе и паре в конденсаторе при глубоком вакууме?
- 13 Какая температура насыщения соответствует предельному давлению в конденсаторе, и какой при этом должна быть температура охлаждающей воды?
- 14 Указать допустимую конечную степень влажности пара на последних ступенях турбины.
- 15 Охарактеризовать теплофикационный цикл.

Практическое занятие 5

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ МНОГОСЛОЙНУЮ ПЛОСКУЮ СТЕНКУ

Цель работы

Практическое закрепление навыков при определении интенсивности распространения теплоты теплопроводностью и нахождение температурного поля в теле при заданных значениях внутренней и наружной температуры

Теоретическая часть

Теплопередачей – называют теплообмен между двумя теплоносителями через разделяющую их твердую стенку.

Процесс теплопередачи включает в себя процесс теплоотдачи от горячего теплоносителя к поверхности твердой стенки, процесс теплопроводности через твердую стенку и процесс теплоотдачи от поверхности твердой стенки к холодному теплоносителю.

Теплоотдачей – называется теплообмен между жидкостью и соприкасающейся с ней поверхностью твердой стенки.

Согласно закону сохранения энергии при стационарном режиме плотность теплового потока в плоской стенке не изменяется по оси X .

Плотность теплового потока в процессе теплоотдачи определяется законом Ньютона-Рихмана:

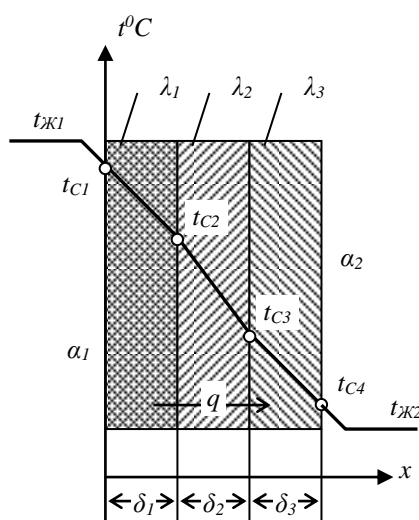


Рисунок 5.1- Многослойная плоская стенка

$$q = a(t_{ж} - t_c), \text{ Вт/м}^2, \quad (5.1)$$

где $t_{ж}$ – средняя по объему температура жидкой среды;
 t_c – температура внутренней поверхности стенки при чем $t_{ж} > t_c$;

α – коэффициент теплоотдачи численно равен количеству теплоты, переносимому в единицу времени через единицу поверхности стенки при разности температур между жидкостью и поверхностью стенки, равной $1K$.

$$\alpha = \frac{q}{(t_{ж1} - t_C)}, \frac{Вт}{м^2 K}. \quad (5.2)$$

С учетом коэффициента теплопередачи, плотность теплового потока для однослойной плоской стенки вычисляется из выражения:

$$q = \frac{(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Вт}{м^2}, \quad (5.3)$$

где k – коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Вт}{м^2 K}. \quad (5.4)$$

Коэффициент теплопередачи характеризует интенсивность теплопередачи и численно равен плотности теплового потока при разности температур теплоносителей $1K$.

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется полным термическим сопротивлением теплопередачи, она представляет собой сумму термических сопротивлений теплоотдачи $\frac{1}{\alpha_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2}$ и термического сопротивления теплопроводности $\frac{\delta}{\lambda}$:

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}, \frac{м^2 K}{Вт}, \quad (5.5)$$

- коэффициент термического сопротивления теплопередачи для плоской однослойной стенки.

Для многослойной плоской стенки коэффициент сопротивления теплопередачи равен:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (5.6)$$

а коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (5.7)$$

Суммарный тепловой поток Q ($Вт$) через плоскую стенку с площадью поверхности F ($м^2$) равен:

$$Q = k (t_{ж1} - t_{ж2}) F. \quad (5.8)$$

Температуры на внешних поверхностях стенки и на границе двух любых слоев в многослойной стенке определяются по форму-

лам:

$$t_{C1} = t_{Ж1} - q \frac{1}{\alpha_1}, \quad (5.9)$$

$$t_{C2} = t_{Ж1} - q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \right), \quad (5.10)$$

$$t_{C(n+1)} = t_{Ж1} - q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right), \quad (5.11)$$

где $t_{Ж1}$ – температура горячего теплоносителя с коэффициентом теплоотдачи a_1 , $^{\circ}\text{C}$;

$t_{Ж2}$ – температура холодного теплоносителя с коэффициентом теплоотдачи a_2 , $^{\circ}\text{C}$;

$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – суммарное термическое сопротивление теплопроводности каждого i -го слоя, $\frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$;

ности каждого i -го слоя, $\frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$;

$$\lambda = \left| \frac{q}{\frac{dt}{dx}} \right|, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}, \quad (5.12)$$

– коэффициент теплопроводности численно равен плотности теплового потока при градиенте температуры 1 К/м .

Коэффициент теплопроводности это параметр, характеризующий способность вещества проводить теплоту; чем больше значение λ , тем лучше данное вещество проводит теплоту. Он определяется опытным путем и дается в таблицах справочников.

Задание

Стена помещения толщиной δ (мм) с коэффициентом теплопроводности λ (Вт/м·К) с внутренней поверхности соприкасается с воздухом, имеющим температуру $t_{Ж1}$ ($^{\circ}\text{C}$), коэффициент теплоотдачи a_1 (Вт/м²·К), температура наружного воздуха $t_{Ж2}$ ($^{\circ}\text{C}$), коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стены, обдуваемой ветром, a_2 (Вт/м²·К).

Для уменьшения тепловых потерь из помещения стена покрыта снаружи слоем тепловой изоляции толщиной $\delta_{из}$ (мм) с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из}$ (Вт/м·К).

Определить плотность теплового потока q (Вт/м²) уходящего из помещения, а так же температуры на поверхности стены t_{C1} и t_{C2} без изоляции и t_{C3} с учетом изолированного слоя. Определить величину уменьшения потерь теплоты в результате использования изоляции.

Сделать рисунок с обозначением всех слоев.

Порядок расчета

1. Определяем коэффициент теплоотдачи через стенку без изолированного слоя:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Вт}{м^2 К}. \quad (5.13)$$

2. Плотность теплового потока:

$$q = k (t_{ж1} - t_{ж2}), \frac{Вт}{м^2}. \quad (5.14)$$

3. Температуры на поверхностях стенки.

На внутренней:

$$t_{с1} = t_{ж1} - q \frac{1}{\alpha_1}, \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (5.15)$$

Между наружной поверхностью стены и изолированным слоем:

$$t_{с2} = t_{ж1} - q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \right), \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (5.16)$$

4. Определяем коэффициент теплопередачи для изолированной стенки.

$$k_{из} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Вт}{м^2 К}. \quad (5.17)$$

5. Плотность теплового потока через изолированную стенку.

$$q_{из} = k_{из} (t_{ж1} - t_{ж2}), \frac{Вт}{м^2}. \quad (5.18)$$

6. На наружной поверхности изолированного слоя.

$$t_{с3} = t_{ж1} - q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} \right) \quad (5.19)$$

7. Потери теплоты уменьшились на величину:

$$\frac{q - q_{из}}{q} 100\%. \quad (5.20)$$

Вывод

Объяснить, как изменились потери теплоты в результате использования теплоизоляции.

Таблица 5.1- Расчетные данные

№ вар.	Материал	δ_1 , мм	λ_1 , Вт / м · К	$\delta_{из}$, мм	$\lambda_{из}$, Вт / м · К	$t_{ж1}$, °С	$t_{ж2}$, °С	a_1 , Вт / м ² · К	a_2 , Вт / м ² · К
1	Кирпич красный	510	0,7	50	0,08	20	-40	7,0	20
2	Кирпич красный	630	0,75	80	0,08	30	-25	7,3	15
3	Кирпич красный	510	0,77	30	0,08	35	-30	7,5	20
4	Кирпич красный	630	0,8	50	0,08	25	-40	8,0	23
5	Кирпич красный	250	0,8	30	0,08	40	-20	7,0	23
6	Бетон	120	1,1	30	0,15	20	-30	7,0	20
7	Бетон	200	1,2	50	0,15	30	-20	7,3	15
8	Бетон	200	1,28	30	0,15	50	10	7,5	20
9	Пробковые плиты	100	0,07	30	0,07	40	20	8,0	23
10	Пробковые плиты	80	0,053	30	0,07	50	30	7,0	15
11	Пробковые плиты	50	0,042	30	0,08	80	10	7,3	20
12	Дерево	100	0,14	50	0,7	40	10	7,5	23
13	Дерево	150	0,15	50	0,7	50	35	8,0	15
14	Дерево	200	0,17	50	0,7	30	15	7,0	20
15	Дерево	150	0,18	50	0,7	35	10	7,5	23
16	Дерево	100	0,21	50	0,7	45	20	8,0	20
17	Шамотный кирпич	510	0,14	80	0,08	800	200	100	500
18	Шамотный кирпич	630	0,1	80	0,08	900	300	30	10
19	Шамотный кирпич	630	0,15	100	0,08	600	100	30	15
20	Сталь	50	40,4	50	0,1	100	60	7,5	20
21	Сталь	60	45,6	50	0,1	200	120	7,5	23
22	Сталь	80	50,4	50	0,1	120	60	7,0	15
23	Сталь	100	30,8	30	0,1	160	80	7,0	20
24	Сталь	150	36,2	30	0,1	300	200	7,5	23
25	Кирпич	0,75	0,7	30	0,07	100	50	7,5	15
26	Кирпич	0,75	0,78	50	0,07	90	40	7,0	20
27	Дерево	0,15	0,8	30	0,07	80	35	7,0	23
28	Дерево	0,15	0,88	50	0,08	60	20	7,0	20
29	Пробковые плиты	0,04	0,045	30	0,08	100	80	7,5	23
30	Пробковые плиты	0,05	0,055	50	0,07	80	50	7,5	15
31	Пробковые плиты	0,05	0,06	50	0,07	60	40	7,5	20
32	Пробковые плиты	0,04	0,065	50	0,07	50	25	7,0	20
33	Кирпич	0,6	0,7	50	0,07	60	25	7,0	17
34	Кирпич	0,6	0,78	20	0,07	70	20	7,5	18

Контрольные вопросы

- 1 Какой процесс называется теплопередачей?
- 2 Дать определение коэффициента теплопередачи, каким образом он определяется?
- 3 Какие материалы считаются теплоизоляционными, привести примеры?
- 4 Дать определение термического сопротивления теплопередаче, чем оно характеризуется?
- 5 Объяснить физический смысл формулы, выражающей закон Ньютона-Рихмана.
- 6 Закон Фурье.
- 7 Дать определение градиента температуры, в какую сторону он направлен?
- 8 Дать определение плотности теплового потока, в какую сторону он направлен?
- 9 Какая величина носит название термической проводимости?
- 10 Какая величина носит название термического сопротивления теплопроводности?
- 11 Выражение, определяющее коэффициент теплопередачи для однослойной плоской стенки.
- 12 Выражение, определяющее коэффициент теплопередачи для многослойной плоской стенки.
- 13 Объяснить физический смысл выражения определяющего коэффициент теплоотдачи.

Практическое занятие 6

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ МНОГОСЛОЙНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ СТЕНКИ

Цель работы

Практическое закрепление навыков при определении: величины тепловых потерь с единицы длины трубы; температур граничных слоев.

Теоретическая часть

Внутренняя и внешняя цилиндрические поверхности являются изотермическими поверхностями.

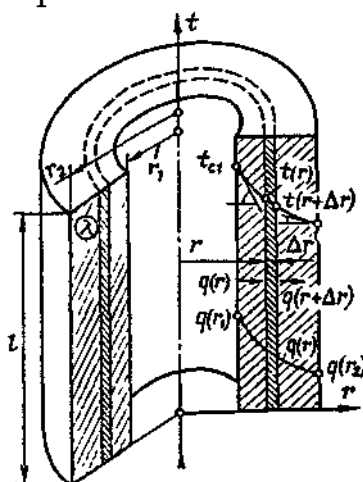


Рисунок 6.1-Теплопроводность в цилиндрической стенке

Теплота не распространяется вдоль изотермических поверхностей, поэтому тепловой поток будет направлен по радиусу.

Плотность теплового потока $q(r)$ цилиндрической стенки, в отличие от плоской стенки, не сохраняется постоянной по толщине, а изменяется вдоль радиуса по закону гиперболы (пропорционально величине $1/r$).

Поэтому принято определять количество теплоты, которое проходит за единицу времени через цилиндрическую стенку, длина которой равна единице: это количество теплоты носит название линейной плотности теплового потока q_e и измеряется в $Вт/м$:

$$q_e = \frac{Q}{l} = q2\pi r. \quad (6.1)$$

Для однослойной цилиндрической стенки линейная плотность теплового потока определяется по формуле:

$$q_e = \frac{\pi(t_{C1} - t_{C2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{\pi(t_{C1} - t_{C2})}{2,303 \frac{1}{2\lambda} \lg \frac{d_2}{d_1}}. \quad (6.2)$$

Знаменатель $\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ – называется термическим сопротивлением теплопроводности цилиндрической стенки.

Для внутренней поверхности трубы плотность теплового потока вычисляется по формуле:

$$q_1 = \frac{2\lambda(t_{C1} - t_{C2})}{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (6.3)$$

Для наружной поверхности трубы:

$$q_2 = \frac{2\lambda(t_{C1} - t_{C2})}{d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (6.4)$$

Для многослойной цилиндрической стенки линейная плотность теплового потока вычисляется по формуле:

$$q_e = \frac{\pi(t_{C1} - t_{C2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}. \quad (6.5)$$

В общем виде линейная плотность теплового потока для цилиндрической стенки, состоящей из n слоев будет иметь следующий вид:

$$q_e = \frac{\pi(t_{C1} - t_{C(n+1)})}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}. \quad (6.6)$$

Знаменатель в этой формуле представляет собой полное термическое сопротивление теплопроводности многослойной цилиндрической стенки.

Температура на границах между отдельными слоями определяется по формуле:

$$t_{C(i+1)} = t_{C1} - \frac{1}{\pi} q_e \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}. \quad (6.7)$$

Задание

Стальной трубопровод внутренним диаметром d_1 (мм) и наружным d_2 (мм) с коэффициентом теплопроводности λ_1 (Вт/м·К) покрыт изоляцией в два слоя одинаковой толщины $\delta_2 = \delta_3$ (мм). Первый слой изоляции, накладываемый на поверхность трубы, выполнен из материала с коэффициентом теплопроводности λ_2 (Вт/м·К), второй слой из материала с коэффициентом теплопроводности λ_3 (Вт/м·К). Температура внутренней поверхности трубы t_{C1} (°C), наружной t_{C4} (°C).

Определить тепловые потери с единицы длины трубы и температуры на стыке отдельных слоев.

Построить графики температур для двух вариантов расположения изоляции, как указано на рис. 6.2

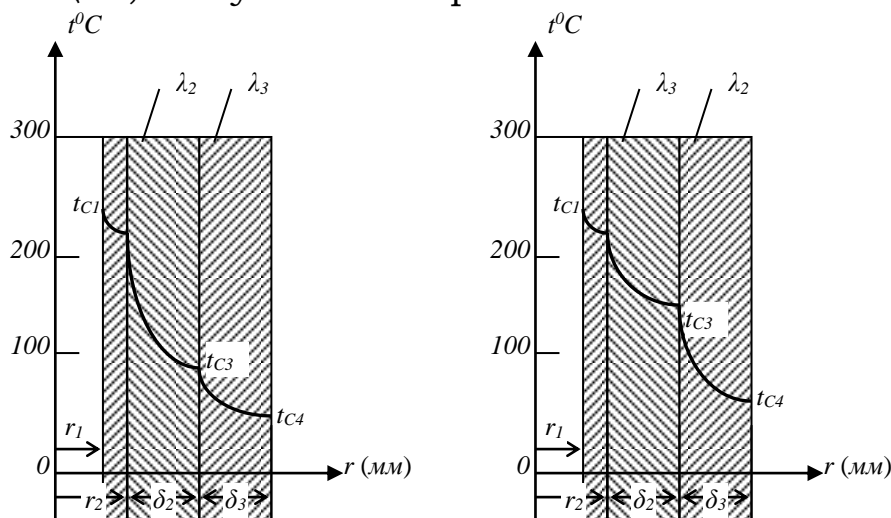


Рисунок 6.2- Графики распределения температур в многослойной цилиндрической стенке при двух вариантах расположения изоляции

Порядок расчета

1. Тепловые потери с 1 м трубы представляют собой линейную плотность теплового потока через трехслойную цилиндрическую стенку и определяются выражением:

$$q_e = \frac{\pi(t_{C1} - t_{C4})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}, \frac{Вт}{м}. \quad (6.8)$$

2. Определяем температуры:

$$t_{C2} = t_{C1} - \frac{1}{\pi} q_e \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6.9)$$

$$t_{C3} = t_{C1} - \frac{1}{\pi} q_e \left(\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \right), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.10)$$

Из расчета видно, что металлическая стенка обладает сравнительно небольшим термическим сопротивлением по сравнению со слоями теплоизоляционного материала.

3. Поменяем слой изоляции: непосредственно на трубу наложен будет слой с λ_3 , а наружным станет слой с λ_2 .

В этом случае линейная плотность теплового потока будет равна:

$$q'_e = \frac{\pi(t_{C1} - t_{C4})}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_4}{d_3}}, \frac{Вт}{м}. \quad (6.11)$$

4. Температура t_{C3} на стыке двух слоев изоляции так же изменится:

$$t'_{C3} = t_{C1} - \frac{1}{\pi} q'_e \left(\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_3}{d_2} \right), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.12)$$

5. Таким образом, тепловые потери после перестановки слоев возросли (уменьшились) на:

$$\frac{q_e - q'_e}{q_e} \cdot 100\% \text{ или } \frac{q'_e - q_e}{q'_e} \cdot 100\%. \quad (6.13)$$

Если в результате замены слоев изоляции q'_e стала больше q_e , то следовательно тепловые потери с единицы длины трубы увеличились на $\frac{q'_e - q_e}{q'_e} \cdot 100\% = \dots\%$.

Если после замены слоев изоляции местами q'_e стала меньше q_e , следовательно, тепловые потери с единицы длины трубы уменьшились на $\frac{q_e - q'_e}{q_e} \cdot 100\% = \dots\%$.

6. Температура t_{C3} - t'_{C3} , $^\circ\text{C}$.

Рассмотренное явление характерно для цилиндрической стенки. Плотность теплового потока $q(r)$ уменьшается по мере удаления от поверхности металлической трубы. В области большой плотности теплового потока необходимо ставить хорошую изоляцию (с наименьшим значением λ). Та же изоляция, установленная в области с малой плотностью теплового потока, работает менее эффективно, поэтому тепловые потери в этом случае будут возрастать. Подобное явление при перемене слоев изоляции местами в плоской стенке не произойдет, т.к. в ней плотность теплового потока не меняется по толщине.

Вывод

По результатам расчетов определить какая изоляция будет более эффективна и объяснит почему.

Таблица 6.1- Расчетные данные

<i>№ вар.</i>	$d_1,$ <i>мм</i>	$d_2,$ <i>мм</i>	$\lambda_1,$ $\frac{Bm}{M \cdot K}$	$\lambda_2,$ $\frac{Bm}{M \cdot K}$	$\lambda_3,$ $\frac{Bm}{M \cdot K}$	$\delta_2 = \delta_3,$ <i>мм</i>	$t_{C1},$ $^{\circ}C$	$t_{C4},$ $^{\circ}C$
1	100	110	50	0,08	0,12	30	200	20
2	50	60	50	0,05	0,15	20	150	50
3	150	160	40	0,04	0,12	50	220	40
4	200	210	50	0,06	0,15	50	220	30
5	250	260	50	0,05	0,18	80	250	50
6	300	310	50	0,08	0,17	80	300	100
7	120	130	40	0,12	0,05	20	200	25
8	130	140	40	0,15	0,05	30	180	30
9	140	150	40	0,17	0,02	40	250	80
10	160	170	50	0,18	0,06	40	220	100
11	180	190	50	0,12	0,05	40	270	50
12	200	210	60	0,15	0,04	50	200	40
13	100	110	40	0,06	0,10	30	220	30
14	110	120	40	0,06	0,15	30	180	30
15	120	130	50	0,04	0,15	30	250	40
16	140	150	50	0,05	0,2	50	250	50
17	150	160	60	0,07	0,2	50	280	80
18	160	170	60	0,08	0,2	50	300	70
19	180	190	60	0,04	0,15	50	250	20
20	200	210	50	0,2	0,05	60	270	50
21	220	230	60	0,15	0,07	60	180	30
22	240	250	60	0,12	0,06	50	210	40
23	250	260	50	0,17	0,07	50	250	60
24	260	270	50	0,16	0,04	60	270	80
25	280	290	50	0,18	0,08	60	300	60
26	300	310	60	0,19	0,04	60	270	60
27	320	330	60	0,04	0,11	50	200	30
28	340	350	60	0,04	0,12	50	220	40
29	340	35	50	0,06	0,14	40	250	50
30	350	360	50	0,06	0,15	40	270	60
31	120	130	40	0,05	0,15	50	150	50
32	150	160	50	0,06	0,15	30	200	40

Контрольные вопросы

- 1 Изменяется ли величина плотности теплового потока проходя через цилиндрическую стенку?
- 2 Объяснить физический смысл формулы вычисления плотности теплового потока для однослойной цилиндрической стенки.
- 3 Дать определение коэффициента теплопроводности, единицы измерения.
- 4 Объяснить физический смысл формулы вычисления плотности теплового потока для многослойной цилиндрической стенки.
- 5 Записать формулы вычисления температур на границах отдельных слоев в процессе теплопроводности через цилиндрическую стенку.
- 6 Какой процесс называется теплопроводностью.
- 7 Какая поверхность в цилиндрической стенке является изотермической поверхностью?
- 8 Какая поверхность называется изотермической?
- 9 В каком направлении осуществляется теплопередача через цилиндрическую стенку?
- 10 Указать единицы измерения линейной плотности теплового потока.

Практическое занятие 7

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ЦИЛИНДРИЧЕСКУЮ СТЕНКУ

Цель работы

Практическое закрепление навыков при определении:

- интенсивности переноса теплоты через цилиндрическую поверхность парогенератора при нагревании ее дымовыми газами;
- изменения плотности теплового потока в результате загрязнения поверхности нагрева.

Теоретическая часть

Процесс теплопередачи через цилиндрическую стенку состоит из процесса отдачи тепла от жидкости внутри трубы к стенке, характеризуемого теплоотдачи α_1 , процесса теплоотдачи от наружной стенки трубы окружающей среде, характеризуемого коэффициентом α_2 , процесса теплопроводности через цилиндрическую стенку, характеризуемого коэффициентом теплопроводности λ .

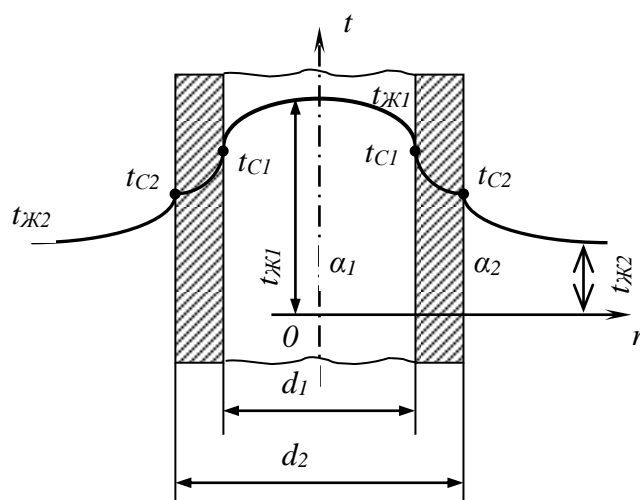


Рисунок 7.1- Теплопередача через цилиндрическую стенку

Линейная плотность теплового потока через цилиндрическую стенку в процессе теплопередачи определяется из выражения:

$$q_e = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (7.1)$$

Здесь величина

$$\kappa_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (7.2)$$

называется линейным коэффициентом теплопередачи, $Bm/мК$.

Линейный коэффициент теплопередачи численно равен количеству теплоты, которое проходит в единицу времени через цилиндрическую стенку длиной l м при разности температур теплоносителей 1 К.

Величина

$$R_e = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \quad (7.3)$$

называется линейным термическим сопротивлением теплопередачи и определяется как сумма термических сопротивлений теплоотдачи $\frac{1}{\alpha_1 d_1}$; $\frac{1}{\alpha_2 d_2}$ и термического сопротивления теплопроводности $\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$.

Термическое сопротивление зависит как от коэффициента теплоотдачи, так и от диаметра соответствующей поверхности. Это значит, что при сохранении коэффициента теплоотдачи неизменным термическое сопротивление теплоотдачи наружной поверхности будет уменьшаться с увеличением ее диаметра.

Для многослойной цилиндрической стенки линейный коэффициент теплоотдачи определяется выражением:

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (7.4)$$

Температуры на внешних поверхностях стенки и на границе любых двух слоев в многослойной цилиндрической стенке рассчитывают по формулам:

$$t_{C1} = t_{Ж1} - \frac{q_e}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_1 d_1}, \quad (7.5)$$

$$t_{C1} = t_{Ж1} - \frac{q_e}{\pi} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right), \quad (7.6)$$

$$t_{C(n+1)} = t_{Ж1} - \frac{q_e}{\pi} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right). \quad (7.7)$$

Тепловой поток Q (Bm) определяется выражением:

$$Q = k_e (t_{Ж1} - t_{Ж2}) \cdot l. \quad (7.8)$$

Задание

Поверхность нагрева парогенератора выполнена из труб с внутренним диаметром d_1 (мм) и наружным d_2 (мм). Температура дымовых газов, омывающих трубу снаружи $t_{Ж2}$ ($^{\circ}C$), коэффициент

теплоотдачи от газов к наружной поверхности трубы α_2 ($Вт/м^2К$). Температура кипящей воды внутри труб $t_{ж1}$ ($^{\circ}С$), коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы к воде α_1 ($Вт/м^2К$). Коэффициент теплопроводности материала стенки трубы λ ($Вт/м\cdot К$).

В процессе эксплуатации поверхность нагрева парогенератора со стороны дымовых газов покрылась слоем сажи толщиной δ_C ($мм$) с λ_C ($Вт/м\cdot К$) и со стороны воды – слоем накипи толщиной δ_H ($мм$) с λ_H ($Вт/м\cdot К$).

Сравнить теплопередачу через чистую стенку трубы и через загрязненную стенку.

К решению задачи сделать рисунок с нанесением заданных величин.

Порядок расчета

1. Определяем линейный коэффициент теплопередачи для чистой поверхности нагрева парогенератора.

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \frac{Вт}{м\cdot К}. \quad (7.9)$$

2. Линейная плотность теплового потока для чистой поверхности нагрева парогенератора.

$$q_e = k_e \pi (t_{ж2} - t_{ж1}), \frac{Вт}{м}. \quad (7.10)$$

3. Линейный коэффициент теплопередачи для загрязненной поверхности нагрева парогенератора.

$$k_{e3} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_H} \ln \frac{d_1}{d_1 - 2\delta_H} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_C} \ln \frac{d_2 + 2\delta_C}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \frac{Вт}{м\cdot К}. \quad (7.11)$$

4. Линейная плотность теплового потока для загрязненной поверхности нагрева парогенератора.

$$q_{e3} = k_{e3} \pi (t_{ж2} - t_{ж1}), \frac{Вт}{м}. \quad (7.12)$$

5. В результате загрязнения поверхности нагрева парогенератора линейная плотность теплового потока уменьшилась на:

$$\frac{q_e - q_{e3}}{q_t} 100\%. \quad (7.13)$$

Вывод

Сравнить полученные результаты и объяснить их.

Таблица 7.1- Расчетные данные

№ вар	d_1 , мм	d_2 , мм	$t_{ж1}$, °C	$t_{ж2}$, °C	$\frac{\alpha_1, Вт}{м^2 К}$	$\frac{\alpha_2, Вт}{м^2 К}$	$\frac{\lambda, Вт}{м \cdot К}$	$\frac{\lambda_c, Вт}{м \cdot К}$	$\frac{\lambda_H, Вт}{м \cdot К}$	δ_c , мм	δ_H , мм
1	50	60	150	800	4800	100	50	0,06	0,7	1	2
2	60	70	160	850	4800	100	50	0,06	0,7	2	3
3	70	80	180	870	4850	100	50	0,07	0,8	1	2
4	80	90	200	1000	4900	90	60	0,07	0,8	2	3
5	90	100	210	900	4900	90	60	0,08	0,85	2	1
6	100	110	220	950	5000	100	70	0,08	0,85	1	2
7	65	75	150	800	5000	100	50	0,06	0,7	1	2
8	75	85	160	820	4800	90	70	0,07	0,7	2	3
9	85	95	180	830	4900	100	70	0,07	0,8	2	3
10	95	105	200	870	4800	100	60	0,06	0,8	1	2
11	100	110	200	800	4850	100	50	0,06	0,75	1	2
12	110	120	220	1000	4900	90	60	0,08	0,75	2	3
13	120	130	220	900	5000	90	60	0,08	0,7	2	3
14	50	60	200	850	4850	90	60	0,07	0,7	1	2
15	60	70	180	850	4800	90	60	0,07	0,75	1	2
16	70	80	180	800	4900	90	60	0,07	0,75	2	3
17	80	90	190	850	4950	100	70	0,06	0,8	1	2
18	90	100	180	750	5000	100	70	0,06	0,8	2	3
19	100	110	210	900	5000	100	70	0,08	0,7	2	3
20	65	75	120	600	4800	90	70	0,06	0,7	1	2
21	75	85	130	650	4800	100	60	0,06	0,75	1	2
22	85	95	140	700	4850	90	60	0,06	0,75	2	3
23	95	100	150	750	4850	90	70	0,07	0,8	2	3
24	100	110	250	800	4900	90	70	0,07	0,8	1	2
25	110	120	260	850	4900	100	70	0,07	0,8	2	3
26	120	130	270	900	4950	100	70	0,08	0,8	2	3
27	55	65	170	700	4800	90	50	0,07	0,7	1	2
28	60	70	180	750	4870	80	50	0,07	0,75	1	2
29	70	80	190	780	4870	80	50	0,08	0,75	2	3
30	80	90	200	790	4970	80	60	0,08	0,75	2	3
31	90	100	210	810	4970	80	60	0,08	0,8	2	3
32	100	110	220	920	5000	80	60	0,08	0,8	2	3

Контрольные вопросы

- 1 Чем характеризуется процесс теплоотдачи?
- 2 Как изменится величина термического сопротивления теплоотдачи (передачи) наружной цилиндрической поверхности при увеличении диаметра трубы?
- 3 Дать определение коэффициента теплопередачи.
- 4 Записать формулу вычисления линейного коэффициента теплопередачи для однослойной цилиндрической стенки.
- 5 Чему равен линейный коэффициент теплопередачи?
- 6 Дать определение коэффициента теплоотдачи.
- 7 Какой процесс называется теплопередачей?
- 8 Указать единицы измерения коэффициента теплоотдачи.
- 9 Указать единицы измерения коэффициента теплопередачи.
- 10 Указать единицы измерения термического сопротивления теплопередачи.

Практическое занятие 8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ СРЕДЫ В ТРУБАХ

Теоретическая часть

Вынужденное движение рабочего тела, осуществляемое при помощи нагнетателей – насосов, вентиляторов, компрессоров, является самым распространенным в технике.

Движение может быть ламинарным (слоистым), или чаще всего турбулентным (беспорядочным). Характер движения определяется значением критерием Рейнольдса:

$$R_e = wd/\nu$$

Ламинарный режим наблюдается при $R_e < 2300$. Турбулентное движение может быть при $R_e > 3000$, но стабильный турбинный режим наблюдается в обычных условиях при $R_e > 1 \cdot 10^4$. Между значениями R_e от 2300 до 10000 движение может носить неустойчивый характер (переходный режим).

При ламинарном течении струи не перемешиваются, при турбулентном движении струи перемешиваются, чем больше турбулентность, тем интенсивнее. Однако температура теплоносителей по сечению практически постоянна.

У стенки наблюдается вязкий подслой (ламинарный пограничный слой), в котором жидкость движется медленно, прилипая к поверхности стенки. Тепло – через тонкий слой распространяется только – теплопроводностью и в нем наблюдается резкое падение температуры, от температуры жидкости до температуры стенки. Пограничный слой ограничивает теплоотдачу от жидкости к стенке, протекающую в условиях турбулентного режима, протекает в общем наоборот, при ламинарном движении в трубах перенос тепла в радиальном направлении осуществляется путем теплопроводности и теплоотдачи от жидкости к стенке (и наоборот) и протекает медленно (в виду малой теплопроводности жидкости.)

При турбулентном движении жидкостей и газов внутри гладких труб теплоотдача определяется лишь в условиях вынужденного движения и при $R_e > 5 \cdot 10^3$ и $0,6 < Pr < 100$ описывается формулой:

$$N_{и} = 0,023 R_e^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_l,$$

Где C_t – поправочный коэффициент, зависимости от температуры потока и стенки.

C_l – поправочный коэффициент на длину трубы.

Чем ближе к выходу из насоса, вентилятора и др. нагнетателей расположено поперечное сечение трубы, тем больше сказывается возмущение потока и тем больше коэффициент теплоотдачи α .

При длинных трубах, когда $L/d \geq 50$, течение потока можно считать стабильным и $C_1 = 1$. При коротких трубах $L/d < 50$, поправочный коэффициент берется по графику (рис.8.1)

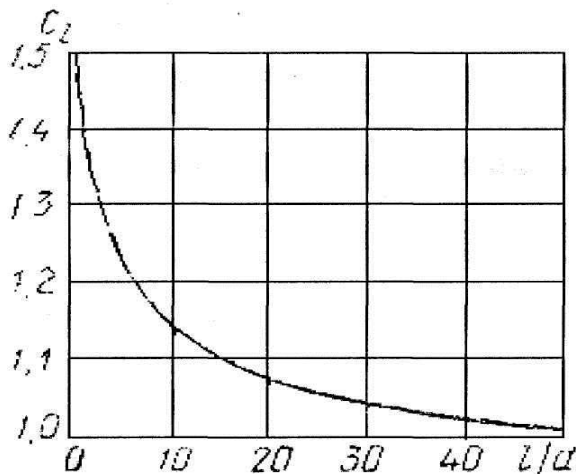


Рисунок 8.1- Значение коэффициента C_1 при турбулентном течении газа в трубе

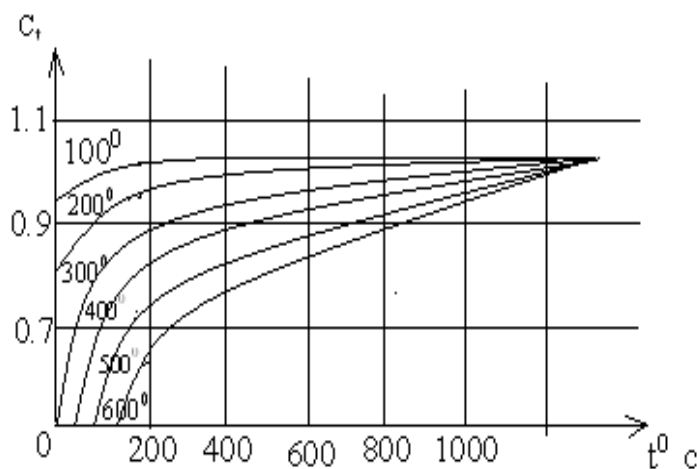


Рисунок 8.2- Значение коэффициента C_t при турбулентном течении газа в трубе.

Критерий теплоотдачи зависит, как видно из формулы от величины критериев Re и Pr , а также от направления потока и соотношения температур потока и стенки.

При охлаждении газов принимают $C_t = 1,06$ и поправка считается постоянной.

При нагревании газа C_t – определяется по графику (Рис.8.2)

Величину критерия N_u определяют при средней температуре потока: $\frac{t_1 + t_2}{2}$

Поскольку критерий Pr для газов меняется не сильно, то теплоотдача определяется критерием Re

Для двух атомных газов (воздух, дымовых газов) то формула принимает вид:

$$N_u = 0,018 Re^{0,8} C_1$$

Приводимые выше формулы применены не только для круглых труб, но и для каналов любой формы в формулу определения числа Рейнольдса: $Re = \frac{\omega d}{\nu}$, вместо диаметра d подставляют $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр.

Эквивалентный, или гидравлический диаметр определяется по формуле:

$$d_{\text{э}} = 4f / \Pi,$$

где f – площадь живого сечения канала, m^2

Π – смоченный периметр поперечного сечения, периметр вдоль которого жидкость соприкасается со стенками, m (для круглых труб $d_{\text{э}} = d$)

При капельных жидкостях пользуются формулой М. А. Михеева, справедливой при $Re = 1 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^6$ и при $Pr = 9,6 - 2500$

$$N_{\text{уж}} = 0,021 Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{гж}}^{0,43} (Pr_{\text{гж}} / Pr_{\text{стен.}})$$

Здесь определяющей является средняя температура жидкости (кроме Pr_c который принимают по температуре стенки).

Теплоотдача в трубах при ламинарном режиме определяется только теплопроводностью жидкости, но при свободном движении за счёт разности температур может возникнуть циркуляция потока, т.е. теплоотдача определяется факторами как вынужденного, так и свободного движения.

Безразмерное уравнение Михеева, в этом случае имеет вид:

$$N_{\text{уж}} = 0,15 Re_{\text{ж}}^{0,33} Pr_{\text{гж}}^{0,43} G_{\text{гж}}^{0,1} (Pr_{\text{ж}} / Pr_{\text{ст}})^{0,25} C_1$$

Значение коэффициента C_1 при ламинарном режиме следующий:

L / d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
C_L	1.9	1.7	1.44	1.28	1.18	1.13	1.05	1.02	1.0

Задание

Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности трубопровода, диаметр которого d (мм). Воздух движется со скоростью ω (м/с); средняя температура воздуха t ($^{\circ}\text{C}$), длина трубопровода l (м).

Порядок расчета

1. Определяем критерий Рейнольдса.

$$Re = \frac{\omega d}{\nu}, \quad (8.1)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$ берется из таблицы 8-1 для воздуха при температуре $t^{\circ}\text{C}$.

Поскольку критерий Pr для газов меняется не сильно, теплоотдача определяется критерием Re .

2. Определяем критерий Нусельта для двухатомных газов (воздуха и дымовых газов) по формуле:

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot Ce, \quad (8.2)$$

где Ce – поправочный коэффициент на длину трубы, определяется в зависимости от отношения l/d .

- для длинных труб при $l/d \geq 50$, течение потока можно считать стабильным и тогда принимается $Ce = 1$;

- для коротких труб при $l/d < 50$ поправочный коэффициент Ce – определяется по графику (рисунок 8.1).

3. Из формулы критерия Нусельта определяем коэффициент теплоотдачи α :

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}, \quad (8.3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, определяется по таблице 8-1 по температуре воздуха, $\text{Вт}/\text{мК}$.

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}. \quad (8.4)$$

Таблица 8.1-Коэффициент кинематической вязкости ν , коэффициент теплопроводности λ и критерий Прандтля Pr для воздуха и дымовых газов среднего состава (11% H₂O и 13% CO₂)

температура, °C	Воздух			Дымовые газы среднего состава		
	$\nu \cdot 10^6,$ $\frac{м^3}{с}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{Вт}{м \cdot град}$	Pr	$\nu \cdot 10^6,$ $\frac{м^3}{с}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\frac{Вт}{м \cdot град}$	Pr
0	13,3	2,44	0,707	12,2	2,28	0,72
100	23,0	3,21	0,688	21,5	3,13	0,69
200	34,8	3,93	0,68	32,8	4,01	0,67
300	48,2	4,61	0,674	45,8	4,84	0,65
400	63,0	5,21	0,678	60,4	5,7	0,64
500	79,3	5,75	0,687	76,3	6,56	0,63
600	96,8	6,23	0,699	93,6	7,42	0,62
700	115	6,71	0,706	112	8,27	0,61
800	135	7,18	0,713	132	9,15	0,60
900	155	7,63	0,717	152	10,01	0,59
1000	178	8,12	0,719	174	10,9	0,58
1100	199	8,47	0,722	197	11,75	0,57
1200	223	8,89	0,724	221	12,56	0,56
1300	-	-		245	13,49	0,55
1400	273	9,96		272	14,42	0,54
1500	-	-		297	15,35	0,53
1600	328	11,22		323	16,28	0,52

Таблица 8.2 – Расчетные данные

<i>Номер ва- рианта</i>	<i>d, мм</i>	<i>ω, м/с</i>	<i>t, °C</i>	<i>l, м</i>
1	100	10	100	20
2	110	15	100	25
3	120	20	200	30
4	130	25	200	35
5	140	30	500	40
6	150	35	500	45
7	160	40	400	50
8	170	35	400	55
9	180	30	300	60
10	190	25	300	65
11	200	20	600	70
12	210	18	600	75
13	220	15	400	80
14	230	12	400	85
15	240	10	300	90
16	250	20	300	95
17	260	22	500	100
18	270	25	500	110
19	280	26	700	120
20	290	28	700	130
21	300	30	800	140
22	100	11	210	10
23	110	12	220	15
24	125	13	230	20
25	130	14	240	25
26	140	15	250	30
27	150	16	260	35
28	160	17	270	40
29	170	18	280	45
30	180	19	300	50

Контрольные вопросы

- 1 Дать определение гидродинамического пограничного слоя.
- 2 Дать определение теплового пограничного слоя.
- 3 Какому значению соответствует критическое число Рейнольдса в случае обтекания плоской поверхности жидкостью?
- 4 Какому значению соответствует критическое число Рейнольдса при движении жидкости по трубам?
- 5 Дать определение критическому числу Рейнольдса.
- 6 Охарактеризовать критерий Рейнольдса и величины входящие в него.
- 7 Охарактеризовать критерий Нуссельта и величины входящие в него.
- 8 Каким способом осуществляется перенос теплоты при ламинарном движении жидкости в трубах?
- 9 Каким образом осуществляется теплоты при турбулентном режиме движения жидкости в трубах?
- 10 Указать соотношение, характеризующее длинные и короткие трубопроводы.
- 11 Какое движение теплоносителя называется свободным.
- 12 Указать выражение для определения коэффициента теплоотдачи при свободном движении теплоносителя и величины входящие в него.
- 13 Каким образом осуществляется свободное движение воздуха вдоль нагретой вертикальной трубы.
- 14 Каким образом изменяется значение коэффициента теплоотдачи при переходе от ламинарного к турбулентному режиму при свободном движении воздуха вдоль нагретой вертикальной трубы.

Практическое занятие 9

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВНЕШНЕМ ОБТЕКАНИИ ПУЧКОВ

Цель работы

Определение коэффициента конвективной теплоотдачи при поперечном обтекании пучков труб для шахматного и продольного расположения пучков.

Теоретическая часть

Поверхности нагрева паровых котлов, водяных экономайзеров, воздухоподогревателей и других теплообменников обычно состоят из пучков труб. Передача тепла нагреваемому рабочему телу, протекающему внутри этих труб, осуществляется в результате обтекания их снаружи потоками греющего теплоносителя.

Поперечное обтекание одиночной трубы

Теплоноситель набегает на фронтальную часть поверхности (рис. 9.1), растекается на две струи, которые отрываясь от поверхности создают вихревое движение в тыльной части трубы. Теплоотдача определяется характером обтекания и сильно изменяется по окружности трубы. С фронтальной стороны теплоноситель плотно обтекает трубу и в этой части поверхности создается ламинарный пограничный слой, затрудняющий теплоотдачу.

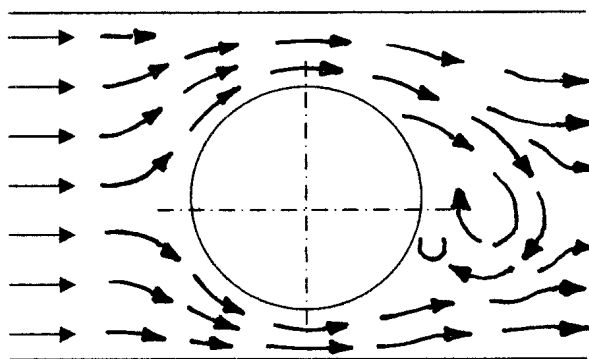


Рисунок 9.1- Обтекание одиночной трубы поперечным потоком газа

В кормовой части трубы благодаря сильному завихрению коэффициент теплоотдачи возрастает и его величина зависит от критерия Рейнольдса R_e .

Для определения средней по окружности величины коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании цилиндра потоком жидкости или газа служит формула.

$$Nu_{жс} = C \cdot R_{eжс}^m \cdot P_{rжс}^{0,38} (P_{rжс} / P_{rc})^{0,25}, \quad (9.1)$$

где $C=0,5$ и $m=0,5$ при $R_{e_{жс}} = 5 \div 10^3$; $C=0,25$ и $m=0,6$ при $R_{e_{жс}} = 1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$.

Теплоотдача при поперечном обтекании пучков труб расположенных в коридорном порядке

Обтекание первого ряда коридорного пучка труб происходит аналогично обтеканию одиночной трубы. При обтекании второго ряда на трубы воздействуют вихри, образующиеся в результате обтекания труб первого ряда, соответственно теплоотдача изменяется в проходах между рядами труб, образуются застойные зоны со слабой циркуляцией теплоносителя.

Наименьший средний коэффициент теплоотдачи имеет первый ряд, затем теплоотдача увеличивается и после третьего ряда происходит стабилизация теплоотдачи и коэффициент третьего и следующих рядов сохраняет постоянное значение.

Среднее значение критерий теплоотдачи при поперечном обтекании газами коридорных пучков определяют по формуле, полученной для $R_e > 4 \cdot 10^3$:

$$Nu = 0,177 \cdot R_e^{0,64} \cdot C_z, \quad (9.2)$$

где C_z - поправочный коэффициент на число поперечных рядов труб. Выбирают по рис. 9.4(б).

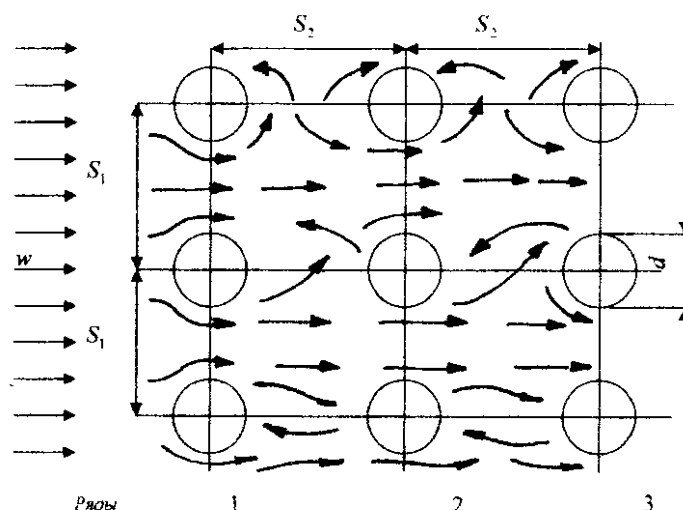


Рисунок 9.2- Характер движения газов в межтрубном пространстве при коридорном расположении пучков S_1 - поперечный шаг; S_2 - продольный шаг.

Теплоотдача при поперечном обтекании пучков труб расположенных в шахматном порядке.

При одинаковых условиях теплоотдачи в шахматных пучках протекает интенсивнее, чем в коридорных. В шахматных пучках

трубки обтекаются лучше, так как характер обтекания трубок в глубине пучка мало чем отличается от характера обтекания трубок первого ряда.

Среднее значение критерия Нуссельта Nu при поперечном обтекании шахматных пучков рассчитывается по формуле:

$$Nu = 0,27 \cdot R_e^{0,6} \cdot C_z, \quad (9.3)$$

при $\left(\frac{S_1}{d} - 1\right) : \left(\frac{S_2}{d} - 1\right) \leq 0,7$;

если $\left(\frac{S_1}{d} - 1\right) : \left(\frac{S_2}{d} - 1\right) > 0,7$ рассчитывается по формуле:

$$Nu = 0,295 R_e^{0,6} \left(\frac{S_1 - d}{S_2 - d} \right)^{0,25}. \quad (9.4)$$

Формулы (9.3) и (9.4) применимы при значениях $R_e = (2 \div 65) \cdot 10^3$. Критерии R_e и Nu определяются при среднем значении температуры газов.

Поправочный коэффициент C_z на число поперечных рядов труб учитывает влияние турбулизации потока, производимой предшествующими рядами труб. По мере увеличения числа поперечных рядов добавочная турбулизации ослабевает и при $Z \geq 20$ она совсем не сказывается. Поправочные коэффициенты выбирают по рис. 9.4(a)

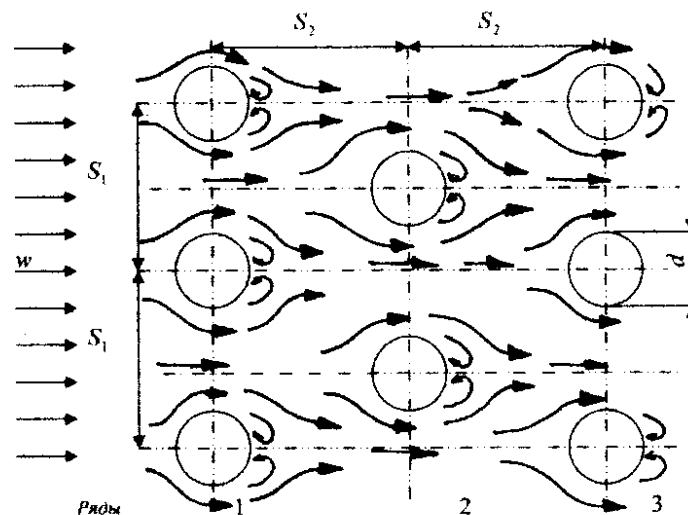


Рисунок 9.3- Характер движения газов в межтрубном пространстве при шахматном расположении пучков S_1 - поперечный шаг; S_2 - продольный шаг.

Задание

Определить коэффициент конвективной теплоотдачи от дымовых газов к стенкам труб в трубном пучке парового котла для шахматного и коридорного расположения труб при поперечном обтекании пучка газами.

Сравнить при каком расположении труб теплоотдача будет более эффективной.

Наружный диаметр труб d (мм), относительные шаги: поперечный S_1/d , продольный S_2/d , число рядов труб в направлении потока – z .

Температура газов перед пучками t_1 (°C) и за пучками t_2 (°C). Средняя скорость газов в узком сечении пучка w (м/с), физические параметры дымовых газов среднего состава берутся из таблиц при средней температуре $t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}$ (°C). Коэффициент кинематической вязкости для дымовых газов ν (м²/с), коэффициент теплопроводности λ (Вт/м·К) определяется по таблице 9.1.

Порядок расчета

1. Определяем критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd}{\nu}. \quad (9.5)$$

2. Определяем относительный диагональный шаг труб:

$$\frac{S'_2}{d} = \sqrt{\left(\frac{1}{4}\left(\frac{S_1}{d}\right)^2 + \left(\frac{S_2}{d}\right)^2\right)}. \quad (9.6)$$

Среднее значение критерия Нуссельта при поперечном обтекании шахматных пучков труб рассчитываются по формуле (9.3), в том случае если $\left(\frac{S_1}{d} - 1\right) : \left(\frac{S'_2}{d} - 1\right) \leq 0,7$.

Если $\left(\frac{S_1}{d} - 1\right) : \left(\frac{S'_2}{d} - 1\right) > 0,7$, то пользуются формулой (9.4):

$$Nu = 0,295 Re^{0,6} \left(\frac{S_1 - d}{S'_2 - d}\right)^{0,25}$$

Поправочный коэффициент C_z , выбирают по рис. 9.4(а) по заданному числу поперечных рядов z .

3. Определяем коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании шахматного пучка труб:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d}, \frac{Вт}{м^2 К}. \quad (9.7)$$

4. Определяем среднее значение критерия Нуссельта при поперечном обтекании коридорных пучков труб по формуле (9.2):

$$Nu = 0,177 \cdot Re^{0,64} \cdot C_z,$$

где C_z – определяется по рис. 9.4(б).

5. Определяем коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании коридорных пучков труб:

$$\alpha' = Nu' \frac{\lambda}{d} \frac{Вт}{м^2К}. \quad (9.8)$$

6. Определяем при каком расположении пучков труб теплоотдача более интенсивная.

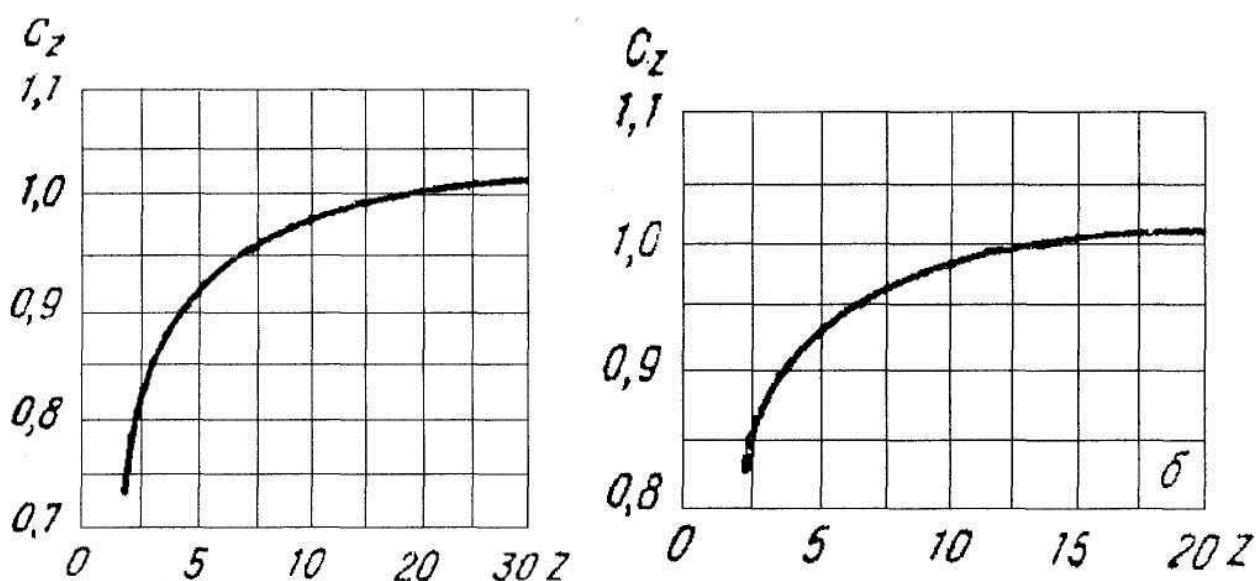


Рисунок 9.4- Значение коэффициента C_z пучков труб:

- а) шахматное расположение труб; б) коридорное расположение труб.

Таблица 9.1- Коэффициент кинематической вязкости ν , коэффициент теплопроводности λ и критерий Прандтля Pr для воздуха и дымовых газов среднего состава (11% H₂O и 13% CO₂)

температура, °C	Воздух			Дымовые газы среднего состава		
	$\nu \cdot 10^6, \frac{м^3}{с}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{Вт}{м \cdot град}$	Pr	$\nu \cdot 10^6, \frac{м^3}{с}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{Вт}{м \cdot град}$	Pr
0	13,3	2,44	0,707	12,2	2,28	0,72
100	23,0	3,21	0,688	21,5	3,13	0,69
200	34,8	3,93	0,68	32,8	4,01	0,67
300	48,2	4,61	0,674	45,8	4,84	0,65
400	63,0	5,21	0,678	60,4	5,7	0,64
500	79,3	5,75	0,687	76,3	6,56	0,63
600	96,8	6,23	0,699	93,6	7,42	0,62
700	115	6,71	0,706	112	8,27	0,61
800	135	7,18	0,713	132	9,15	0,60
900	155	7,63	0,717	152	10,01	0,59
1000	178	8,12	0,719	174	10,9	0,58
1100	199	8,47	0,722	197	11,75	0,57
1200	223	8,89	0,724	221	12,56	0,56
1300	-	-		245	13,49	0,55
1400	273	9,96		272	14,42	0,54
1500	-	-		297	15,35	0,53
1600	328	11,22		323	16,28	0,52

Таблица 9.2 - Расчетные данные

№ вар.	d , мм	S_1/d	S_2/d	z	t_1 , °C	t_2 , °C	w , м/с
1	20	2,0	2,0	6	300	100	6
2	25	2,5	2,0	6	310	110	6
3	30	2,5	2,5	6	320	120	5
4	35	2,0	2,5	6	350	100	5
5	40	1,2	1,3	5	400	100	5
6	45	1,3	1,4	5	450	100	6
7	50	1,4	1,4	10	500	200	6
8	53	1,4	1,5	10	500	300	6
9	56	1,5	1,5	15	550	300	7
10	58	1,5	2,0	15	550	350	7
11	60	2,0	2,0	20	600	300	7
12	63	2,0	2,5	20	650	350	7
13	66	2,5	2,5	25	650	400	8
14	68	2,5	3,0	25	650	450	8
15	70	3,0	2,5	20	700	500	8
16	73	3,5	2,5	20	700	450	9
17	76	4,0	2,0	20	700	400	9
18	78	4,0	4,0	15	600	400	9
19	80	4,0	3,5	15	600	300	10
20	83	3,5	3,5	10	650	300	10
21	86	2,5	2,5	10	650	350	10
22	88	2,0	2,4	10	650	300	7
23	90	2,0	2,2	7	600	400	7
24	92	2,0	2,0	7	600	350	5
25	95	1,8	2,0	5	500	300	5
26	98	1,6	1,8	5	500	250	5
27	100	1,6	1,6	5	400	200	6
28	55	1,6	1,5	6	450	200	6
29	65	1,6	1,4	6	450	250	6
30	75	1,4	1,3	7	550	150	8
31	85	1,3	1,3	20	600	400	8

Контрольные вопросы

- 1 Что собой представляет поперечный шаг пучков труб.
- 2 Охарактеризовать продольный шаг пучков труб.
- 3 Пояснить характер движения среды при обтекании одиночной трубы.
- 4 Пояснить характер движения среды при поперечном обтекании коридорного пучка труб.
- 5 Пояснить характер движения среды при поперечном обтекании пучка труб, расположенных в шахматном порядке.
- 6 Каким образом осуществляется теплоотдача при поперечном обтекании пучков труб, расположенных в коридорном порядке.
- 7 Каким образом осуществляется теплоотдача при поперечном обтекании пучков труб, расположенных в шахматном порядке.
- 8 Пояснить, как меняется теплоотдача по окружности трубы при поперечном обмывании ее потоком жидкости или газа.
- 9 Указать выражение для определения критерия Нуссельта при поперечном обтекании шахматных пучков труб.
- 10 Указать выражение для определения критерия Нуссельта при поперечном обтекании пучков труб, расположенных в коридорном порядке.
- 11 Указать выражение для определения коэффициента при поперечном обмывании пучка труб и охарактеризовать величины в него входящие.
- 12 При каком расположении пучков труб теплоотдача более интенсивная?
- 13 Указать область применения расположения труб в шахматном или коридорном порядке.

Практическое занятие 10

ТЕПЛОТДАЧА ПРИ СВОБОДНОМ ДВИЖЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Теоретическая часть

Свободное движение жидкостей и газов возникает вследствие разности удельных весов нагретых и холодных объемов среды.

Свободное движение около вертикальных плит происходит тем интенсивнее, чем больше высота столба горячего воздуха.

Движение среды около горизонтальных плоских стенок (плит) в значительной мере зависит от их расположения и размеров.

Теплоотдача при свободном движении в большом объеме описывается уравнениями:

а) для горизонтальных труб при $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^8$

$$Nu_{\alpha} = 0.5(Gr_{\alpha} \cdot Pr_{\alpha})^{0.25} (Pr_{\alpha} / Pr_{\eta})^{0.25}$$

Из формулы видно, что критерий теплоотдачи Nu_{α} зависит от произведения критерия физических свойств жидкости Pr (Прандтля) и критерия подъемной силы Gr (Грасгофа);

б) для вертикальных поверхностей (пластины, трубы) при

$$10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$$

$$Nu_{\alpha} = 0.75(Gr \cdot Pr)^{0.25} (Pr_{\alpha} / Pr_{\eta})^{0.25}$$

Величины, входящие в состав критерия Gr , Pr , Nu объяснены в таблице 10.1. При заданной форме тела данной жидкости величина теплоотдачи, следовательно, сильно зависит от размера тела, а также от температурного напора между жидкостью и стенкой.

Таблица 10.1 - Величины, входящие в состав критерия Gr , Pr , Nu

$Pr = \nu / \alpha$	Критерий Прандтля (критерий физических свойств жидкости)	α – коэффициент температуропроводности, $m^2 / сек$ ν -коэффициент кинематической вязкости, $m^2/сек$	Характеризует физические свойства жидкости и способность распространения тепла в жидкости
$Nu = \alpha d / \lambda$	Критерий Нуссельта (критерий теплоотдачи)	α – коэффициент конвективной теплоотдачи, $Вт / (m^2 град)$ λ - коэффициент теплопроводности жидкости (газа) $Вт / (м * град)$	Характеризует отношение между интенсивностью теплоотдачи и температурным полем в пограничном слое потока

$Gr = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2}$	Критерий Грасгофа (критерий подъемной силы)	β – коэффициент объемного расширения 1 / град $\beta = \frac{1}{273 + t}$ Δt – разность температур в двух точках системы потока и стенки, град	Характеризует подъемную силу, возникающую в жидкости вследствие разности плотностей
---	---	---	---

Для двухатомных газов формула упрощается и приобретает вид:

$$Nu_e = 0.47 Gr^{0.25}$$

В общем случае для тел любой формы и размера, расположенных горизонтально и вертикально, для капельных жидкостей и газов может быть использована формула М. А. Михеева:

$$Nu_{cp} = C (Gr \cdot Pr)_{cp}^n$$

В этой формуле критерии взяты при средней температуре $t_{cp} = 0.5(t_{ж} + t_c)$, представляющей среднеарифметическую температуру жидкости (взятой вне зоны, охваченной циркуляцией) и стенки t_c .

Определяющим геометрическим размером для труб и шаров являются диаметр d , а для плит – их высота h . Значения постоянных C и n в формуле выбирают по таблице 10.2.

Таблица 10.2- Значения постоянных C и n

Участки	$(Gr \cdot Pr)_{cp}$	C	n
1	От 0 до $1 \cdot 10^{-3}$	0.50	0
2	$>> 1 \cdot 10^{-3} >> 5 \cdot 10^2$	1.18	1/8
3	$>> 5 \cdot 10^2 >> 2 \cdot 10^7$	0.54	1/4
4	$>> 2 \cdot 10^7 >> 1 \cdot 10^{13}$	0.135	1/3

При значении $(Gr \cdot Pr)_{cp} < 1$ значение $Nu_{cp} = 0.5$, и тогда коэффициент теплоотдачи $\alpha = 0.5\lambda/d$. В этом случае теплоотдача определяется только теплопроводностью среды (случай *плёночного режима*).

Задание

Задача 1

Определить потерю тепла в окружающую среду, а также коэффициент конвективной теплоотдачи при свободном движении воздуха у поверхности вертикального цилиндрического теплообменника при диаметре его d (мм) и высоте h (м). Температура стенки t_c (°C) и окружающей среды t_e (°C).

Расчетная формула:

$$t_{cp} = 0,5(t_c + t_e), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.1)$$

Порядок расчета

1. Определяем значение физических констант для воздуха при расчетной температуре t_{cp} по таблице 10.3:

λ_e – коэффициент теплопроводности воздуха, $\frac{Вт}{м^\circ K}$;

ν_e – коэффициент кинематической вязкости воздуха, $\frac{м^2}{с}$;

Pr – критерий Прандтля.

2. Определяем критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{\beta d^3 g \Delta t}{\nu^2}, \quad (10.2)$$

где β – коэффициент объемного расширения, определяемый по формуле:

$$\beta = \frac{1}{273 + t_{cp}}, K^{-1}; \quad (10.3)$$

Δt – температурный напор, °C, определяемый по формуле:

$$\Delta t = (t_c - t_e), \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (10.4)$$

ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, $\frac{м^2}{с}$;

d – диаметр трубы (цилиндрического теплообменника), м;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \frac{м^2}{с}$.

3. Определяем численное значение (произведения) комплекса:

$$(Gr \cdot Pr)_{cp}. \quad (10.5)$$

4. Из табл. 10.2 по значениям полученным из выражения (10.5) находим постоянные коэффициенты C и n .

5. Находим по формуле М.А. Михеева критерий Нуссельта:

$$Nu_{cp} = C(Gr \cdot Pr)^n_{cp}. \quad (10.6)$$

6. Определяем коэффициент теплоотдачи при свободном движении воздуха:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_s}{d}. \quad (10.7)$$

7. Определяем потери тепла в окружающую среду:

$$Q = \alpha f (t_c - t_s), \quad (10.8)$$

где f – площадь поверхности трубы теплообменника, m^2 :

$$f = \frac{\pi d^2}{4} h. \quad (10.9)$$

Таблица 10.3- Коэффициент кинематической вязкости ν , коэффициент теплопроводности λ и критерий Прандтля Pr для воздуха и дымовых газов среднего состава (11% H_2O и 13% CO_2)

температура, °C	Воздух			Дымовые газы среднего состава		
	$\nu \cdot 10^6, \frac{m^3}{c}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{Вт}{m \cdot град}$	Pr	$\nu \cdot 10^6, \frac{m^3}{c}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{Вт}{m \cdot град}$	Pr
0	13,3	2,44	0,707	12,2	2,28	0,72
100	23,0	3,21	0,688	21,5	3,13	0,69
200	34,8	3,93	0,68	32,8	4,01	0,67
300	48,2	4,61	0,674	45,8	4,84	0,65
400	63,0	5,21	0,678	60,4	5,7	0,64
500	79,3	5,75	0,687	76,3	6,56	0,63
600	96,8	6,23	0,699	93,6	7,42	0,62
700	115	6,71	0,706	112	8,27	0,61
800	135	7,18	0,713	132	9,15	0,60
900	155	7,63	0,717	152	10,01	0,59
1000	178	8,12	0,719	174	10,9	0,58
1100	199	8,47	0,722	197	11,75	0,57
1200	223	8,89	0,724	221	12,56	0,56
1300	-	-		245	13,49	0,55
1400	273	9,96		272	14,42	0,54
1500	-	-		297	15,35	0,53
1600	328	11,22		323	16,28	0,52

Таблица 10.4- Постоянные коэффициенты

$(Gr \cdot Pr)_{cp}$	C	n
от 0 до $1 \cdot 10^{-3}$	0,5	0
от $1 \cdot 10^{-3}$ до $5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
от $5 \cdot 10^2$ до $2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
от $2 \cdot 10^7$ до $1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

Таблица 10.5- Данные к задаче 1

№ вар.	d , мм	h , м	t_c , °C	t_e , °C	№ вар.	d , мм	h , м	t_c , °C	t_e , °C
1	100	2,0	100	16	17	170	2,6	380	30
2	110	3,0	150	18	18	180	2,7	140	27
3	120	4,0	200	20	19	190	2,8	170	26
4	130	5,0	250	22	20	210	2,9	190	24
5	140	6,0	300	25	21	220	3,2	220	23
6	150	7,0	350	26	22	230	3,4	230	22
7	160	8,0	110	28	23	240	3,6	240	20
8	200	9,0	120	30	24	260	3,8	300	19
9	250	10,0	130	32	25	270	4,0	350	18
10	300	2,2	160	34	26	280	4,5	360	17
11	350	2,4	180	35	27	310	5,0	370	16
12	380	2,5	270	17	28	320	5,5	380	15
13	400	3,5	290	20	29	330	6,0	390	14
14	450	4,5	320	25	30	340	6,5	400	13
15	480	5,5	340	26	31	360	7,0	450	12
16	500	6,5	370	28	32	420	7,5	500	10

Задача 2

Определить тепловой поток от вертикальной плиты высотой l (м) и шириной v (м), если плита соприкасается со спокойным воздухом, имеющим температуру t_e (°C) вдали от плиты. Температура поверхности плиты t_c (°C).

Порядок расчета

1. При t_{cp} (°C) для воздуха берем из табл. 10.6.

ρ - плотность, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

μ - динамический коэффициент вязкости, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$;

λ_{ϵ} – коэффициент теплопроводности, $\frac{Вт}{м^{\circ}К}$;

Pr – критерий Прандтля.

2. Вычисляем комплекс $(Gr \cdot Pr)$:

$$(Gr \cdot Pr) = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot p^2 \cdot l^3}{\mu^2} \cdot Pr_{гв}, \quad (10.10)$$

где β – коэффициент объемного расширения воздуха,

$$\beta = \frac{1}{273 + t_{гв}}; \quad (10.11)$$

Δt – температурный напор, $^{\circ}С$, определяемый по формуле:

$$\Delta t = (t_c - t_{гв}), ^{\circ}С; \quad (10.12)$$

ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, $\frac{м^2}{с}$;

l – высота плиты, $м$.

3. Определяем критерий Нуссельта для среднего коэффициента теплоотдачи при свободном движении воздуха:

$$Nu_{cp} = C(Gr \cdot Pr)^n_{cp}. \quad (10.13)$$

где коэффициент C и показатель степени n зависят от величины комплекса $(Gr \cdot Pr)$ и конфигурации поверхности тела, и определяется по таблице 10.4

4. Определяем коэффициент теплоотдачи при свободном движении воздуха:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_{\epsilon}}{d}, \frac{Вт}{м^{\circ}К}. \quad (10.14)$$

5. Определяем тепловой поток:

$$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F, \quad (10.15)$$

где F – площадь вертикальной плиты, $м^2/с$:

$$F = \epsilon \cdot l \quad (10.16)$$

Таблица 10.6- Физические свойства сухого воздуха при давлении
 $P = 760$ мм.рт.ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^\circ\text{К}}$	$\mu \cdot 10^6, \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	Pr
-50	1,584	2,04	14,6	0,728
-40	1,515	2,12	15,2	0,728
-30	1,453	2,20	15,7	0,723
-20	1,395	2,28	16,2	0,716
-10	1,342	2,36	16,7	0,712
0	1,293	2,44	17,2	0,707
10	1,247	2,51	17,6	0,705
20	1,205	2,59	18,1	0,703
30	1,165	2,67	18,6	0,701
40	1,128	2,76	19,1	0,699
50	1,093	2,83	19,6	0,698
60	1,060	2,90	20,1	0,696
70	1,029	2,96	20,6	0,694
80	1,000	3,05	21,1	0,692
90	0,972	3,13	21,5	0,690
100	0,946	3,21	21,9	0,688
120	0,848	3,34	22,8	0,686
140	0,854	3,49	23,7	0,684
160	0,815	3,64	24,5	0,682
180	0,779	3,78	25,3	0,681
200	0,746	3,93	26,0	0,680
250	0,674	4,27	27,4	0,677
300	0,615	4,60	29,7	0,674
350	0,566	4,91	31,4	0,676
400	0,524	5,21	33,0	0,678
500	0,456	5,74	36,2	0,687
600	0,404	6,22	39,1	0,699
700	0,362	6,71	41,8	0,706
800	0,329	7,18	44,3	0,713
900	0,301	7,63	46,7	0,717
1000	0,277	8,07	49,0	0,719

Таблица 10.7- Расчетные данные к задаче 2

<i>№ вар.</i>	<i>l, мм</i>	<i>в, м</i>	<i>t_в, °C</i>	<i>t_с, °C</i>	<i>№ вар.</i>	<i>l, мм</i>	<i>в, м</i>	<i>t_в, °C</i>	<i>t_с, °C</i>
1	1,5	3,0	10	60	17	1,5	5,0	20	80
2	2,0	3,5	11	63	18	2,0	6,0	25	90
3	2,5	3,5	12	65	19	2,5	7,0	25	100
4	3,0	5,0	13	70	20	1,0	2,0	10	60
5	3,5	3,0	14	75	21	1,0	4,0	15	70
6	4,0	5,0	15	80	22	2,4	5,5	15	100
7	4,0	2,0	16	83	23	2,5	6,0	18	118
8	4,0	1,5	17	85	24	3,0	3,0	20	100
9	4,5	6,0	18	90	25	3,5	7,0	22	112
10	5,0	5,0	19	93	26	4,5	4,0	25	115
11	5,0	5,5	20	95	27	5,0	7,0	25	120
12	5,5	6,5	21	98	28	5,5	7,0	10	120
13	6,0	7,0	22	100	29	6,0	6,0	15	125
14	6,0	8,0	23	105	30	1,5	1,5	10	70
15	6,5	9,0	24	110	31	2,0	2,0	20	90
16	7,0	8,0	25	115	32	2,0	7,0	25	120

Контрольные вопросы

- 1 Какое движение жидкости называется ламинарным.
- 2 Какое движение жидкости называется турбулентным.
- 3 Охарактеризовать критерий Прандтля и величины входящие в него.
- 4 Охарактеризовать критерий Нуссельта и величины входящие в него.
- 5 При каком значении критерия Рейнольдса наблюдается устойчивый турбулентный режим движения.
- 6 Указать выражение, характеризующее критерий Нуссельта для двухатомных газов при вынужденном движении теплоносителя.
- 7 Указать выражение, характеризующее критерий Нуссельта при вынужденном ламинарном движении жидкости.
- 8 указать выражение, характеризующее критерий Нуссельта при вынужденном турбулентном движении жидкости.
- 9 Какое движение теплоносителя называется вынужденным.

Практическое занятие 11

ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

Теоретическая часть

Теплообмен излучением представляет собой такой вид теплообмена, при котором энергия переносится при помощи электромагнитных волн (или фотонов).

Источниками электромагнитных волн являются атомы и молекулы вещества.

Лучистая энергия излучается и поглощается материальными телами не непрерывно, а отдельными порциями - квантами или фотонами.

Испускаемый фотон представляет собой частицу, всегда движущуюся со скоростью света, обладающую энергией, импульсом и массой.

Тепловое излучение - это излучение определяемое только температурой тела и его оптическими свойствами. Различные тела обладают различной излучательной способностью. Излучательная способность E определяется количеством лучистой энергии Q излучаемой при данной температуре единицы поверхности тела в единицу времени для всех длин волн от $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$.

$$E = \frac{Q}{F\tau}, \quad (11.1)$$

где F - площадь излучаемой поверхности, m^2 ;

τ - время излучения, секунд.

Из всего количества лучистой энергии Q , попавши на поверхность тела, часть ее Q_A поглощается телом, часть Q_R отражается от него, а часть Q_D - пропускается сквозь тела, т. е.

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D. \quad (11.2)$$

$\frac{Q_A}{Q} = A$ - коэффициент поглощения или поглощательная способность тела;

$\frac{Q_R}{Q} = R$ - коэффициент отражения или отражательная способность тела;

$\frac{Q_D}{Q} = D$ - коэффициент пропускания или пропускательная способность тела.

Равенство $A + R + D = 1$ - называется уравнением теплового баланса.

Если $A=1$ (т. е. $R=D=0$), то тело поглощает все падающее на него излучение, ничего не отражая и не пропуская. Такое тело называется абсолютно черным.

Если $R=1$ (т. е. $A=D=0$), то тело отражает всю лучистую энергию. При этом если угол падения равен углу отражения - поверхность называют зеркальной. Если же энергия отражается по всем направлениям, т. е. отражение диффузное, то поверхность тела называют абсолютно белой.

Если $D=1$ (т. е. $A=R=0$), то тело пропускает все падающее излучение и называется абсолютно прозрачным.

Основные законы теплового излучения

Закон Кирхгофа. Отношение излучательной способности тела к его поглотительной способности не зависит от природы тела, а является одинаковой для всех тел функцией температуры и равно излучательной способности абсолютно черного тела при этой же температуре:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_0}{A_0} = E_0(T), \quad (11.3)$$

где $E_0(T)$ - излучательная способность абсолютно черного тела.

Закон Стефана - Больцмана. Излучательная способность абсолютно черного тела прямо пропорциональна четвертой степени его абсолютной температуры:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (11.4)$$

где $C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ - коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Если в лучистом теплообмене участвуют две параллельные стенки с поверхностью F_l и температурами T_1 и T_2 , то полное количество лучистой теплоты Q_l переданное поверхностью 1 к поверхности 2 ($T_1 > T_2$) за время τ подсчитывают по формуле:

$$Q_l = F_l \tau C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} - \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (11.5)$$

где C_{np} - приведенный коэффициент излучения системы тел па-

раллельных поверхностей, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$,

$$C_{np} = \frac{C_0}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} - 1}, \quad (11.6)$$

где E_1, E_2 и C_0 – коэффициенты излучения первого, второго и абсолютно черного тел.

Задание

Определить тепловой поток от вертикальной плиты высотой l (м) и шириной b (м), с температурой t_c ($^{\circ}\text{C}$) в окружающую среду, заполненную спокойным воздухом с температурой $t_{жс}$ ($^{\circ}\text{C}$) на расстоянии $x, м$ от плиты находится вертикальная стенка с температурой t_{c2} ($^{\circ}\text{C}$). Степень черноты плиты и стенки одинакова и равна:

$$C_1 = C_2 = 0,9 \quad (11.7)$$

Теплота от плиты отводится за счет свободного движения воздуха, на которое стенка, находящаяся на расстоянии $x, м$ от плиты, не оказывает влияния, а так же за счет теплообмена излучения между плитой и параллельной стенкой.

Порядок расчета

1. При $t_{жс}, ^{\circ}\text{C}$ для воздуха берем из таблицы 11.2:

ρ – плотность, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

μ – динамический коэффициент вязкости, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$;

$\lambda_{в}$ – коэффициент теплопроводности, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^{\circ}\text{К}}$;

Pr – критерий Прандтля.

2. Вычисляем комплекс $(Gr \cdot Pr)$:

$$(Gr \cdot Pr) = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot \rho^2 \cdot l^3}{\mu^2} \cdot Pr_{жс}, \quad (11.8)$$

где $\Delta t = (t_c - t_{жс}), ^{\circ}\text{C}$;

$$\beta = \frac{1}{273 + t_{жс}}, ^{\circ}\text{K}^{-1}.$$

3. Определяем критерий Нуссельта для среднего коэффициента теплоотдачи при свободном движении воздуха:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^m, \quad (11.9)$$

где коэффициент C и показатель степени m зависят от величины комплекса $(Gr \cdot Pr)$ и конфигурации поверхности тела и определяется по табл. 11.1.

4. Определяем коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_{\epsilon}}{d}, \frac{Вт}{м^2 K}. \quad (11.10)$$

5. Определяем тепловой поток:

$$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F, \quad (11.11)$$

где $F = \epsilon \cdot l$

6. Определяем тепловой поток излучением, учитывается то, что плита и стенка разделены прозрачной средой:

$$Q_l = C_{np} \left[\left(\frac{T_{1c}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{2c}}{100} \right)^4 \right] \cdot F = \frac{C_0}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} - 1} \cdot \left[\left(\frac{T_{1c}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{2c}}{100} \right)^4 \right] \cdot F, Вт, \quad (11.12)$$

C_{np} - приведенный коэффициент излучения, $\frac{Вт}{м^2 K^4}$;

E_1 - степень черноты плиты;

E_2 - степень черноты стенки;

T_{c1} - температура вертикальной плиты, $^{\circ}K$;

T_{c2} - температура вертикальной стенки, $^{\circ}K$.

7. Суммарный тепловой поток равен:

$$Q = Q_k + Q_l, Вт. \quad (11.13)$$

Вывод

Проанализировать при каком виде теплообмена конвективном или теплообмене излучением величина теплового потока больше.

Таблица 11.1 – Значения постоянных

$(Gr \cdot Pr)_{cp}$	C	n
от 0 до $1 \cdot 10^{-3}$	0,5	0
от $1 \cdot 10^{-3}$ до $5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
от $5 \cdot 10^2$ до $2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
от $2 \cdot 10^7$ до $1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

Таблица 11.2- Физические свойства сухого воздуха при давлении $P = 760$ мм.рт.ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^\circ\text{К}}$	$\mu \cdot 10^6, \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	Pr
-50	1,584	2,04	14,6	0,728
-40	1,515	2,12	15,2	0,728
-30	1,453	2,20	15,7	0,723
-20	1,395	2,28	16,2	0,716
-10	1,342	2,36	16,7	0,712
0	1,293	2,44	17,2	0,707
10	1,247	2,51	17,6	0,705
20	1,205	2,59	18,1	0,703
30	1,165	2,67	18,6	0,701
40	1,128	2,76	19,1	0,699
50	1,093	2,83	19,6	0,698
60	1,060	2,90	20,1	0,696
70	1,029	2,96	20,6	0,694
80	1,000	3,05	21,1	0,692
90	0,972	3,13	21,5	0,690
100	0,946	3,21	21,9	0,688
120	0,848	3,34	22,8	0,686
140	0,854	3,49	23,7	0,684
160	0,815	3,64	24,5	0,682
180	0,779	3,78	25,3	0,681
200	0,746	3,93	26,0	0,680
250	0,674	4,27	27,4	0,677
300	0,615	4,60	29,7	0,674
350	0,566	4,91	31,4	0,676
400	0,524	5,21	33,0	0,678
500	0,456	5,74	36,2	0,687
600	0,404	6,22	39,1	0,699
700	0,362	6,71	41,8	0,706
800	0,329	7,18	44,3	0,713
900	0,301	7,63	46,7	0,717
1000	0,277	8,07	49,0	0,719

Таблица 11.3 – Расчетные данные

<i>№ вари- анта</i>	<i>Высота плиты $l_0, м$</i>	<i>Ширина плиты $в, м$</i>	<i>Тем-ра плиты $t_{c1}, ^\circ C$</i>	<i>Тем-ра воздуха $t_{c2}, ^\circ C$</i>	<i>Тем-ра стенки $t_{жс}, ^\circ C$</i>	<i>Расстояние от плиты до стенки $x, м$</i>
1	1,5	3,0	60	10	11	0,3
2	2,0	3,5	63	11	12	0,35
3	2,5	3,5	65	12	13	0,35
4	3,0	5,0	70	13	14	0,4
5	3,5	3,0	75	14	15	0,45
6	4,0	5,0	80	15	16	0,45
7	4,0	2,0	83	16	17	0,5
8	4,0	1,5	85	17	18	0,5
9	4,5	6,0	90	18	19	0,55
10	5,0	5,0	93	19	20	0,55
11	5,0	5,5	95	20	21	0,6
12	5,0	6,5	98	21	22	0,6
13	6,0	7,0	100	22	23	0,65
14	6,0	8,0	105	23	24	0,65
15	6,5	9,0	110	24	25	0,7
16	7,0	8,0	115	25	26	0,7
17	1,5	5,0	80	20	10	0,75
18	2,0	6,0	90	25	12	0,75
19	2,5	7,0	100	25	13	0,8
20	1,0	2,0	60	10	14	0,8
21	1,0	4,0	70	15	15	0,85
22	2,4	5,5	100	15	16	0,85
23	2,5	6,0	118	18	17	0,9
24	3,0	3,0	100	20	18	0,9
25	3,5	7,0	112	22	19	0,95
26	4,5	4,0	115	25	20	0,95
27	5,0	7,0	120	25	21	0,3
28	5,5	7,0	120	10	23	0,3
29	6,0	6,0	125	15	24	0,4
30	1,5	1,5	120	10	25	0,4
31	2,0	2,0	70	20	27	0,5

Контрольные вопросы

- 1 Что представляет собой теплообмен излучения?
- 2 Что является источником электромагнитных волн?
- 3 Что представляет собой фотон?
- 4 Каким образом осуществляется излучение и поглощение чистой энергии.
- 5 Перечислить основные виды электромагнитного излучения.
- 6 При каком излучении длины волн максимальные
- 7 При каком излучении длины волн минимальны.
- 8 Какие тела обладают непрерывным спектром излучения, какие прерывистым.
- 9 При каких температурах осуществляется теплообмен излучением.
- 10 Сформулировать закон Кирхгофа.
- 11 Сформулировать закон Стефана-Больцмана.
- 12 Указать уравнения теплового баланса.
- 13 Какие тела называют абсолютно черными, белыми и прозрачными?

Список используемой литературы

Основные источники:

- 1 Смирнова М.В. Теоретические основы теплотехники. - Волгоград: ИД «Ин-Фолио», 2015 г. - 272 с.: ил.
- 2 Прибытков И.А., Левицкий И.А. Теоретические основы теплотехники. - М.:Академия, 2015 г. - 680 с.: ил.
- 3 Брюханов О.Н., Мелик-Аракелян А.Т., Коробко В.И. Основы гидравлики и теплотехники -4-е изд., стер.-М.:Издательский центр «Академия», 2015-240 с.

Дополнительные источники:

- 1 Костерев Ф.М., Кушнырев В.И. Теоретические основы теплотехники. – М.: Энергия, 2013. - 360 с.: ил.
- 2 Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике.- М.: машиностроение, 2013 г. - 376 с.: ил.
- 3 Черняк О.В. Основы теплотехники и гидравлики. - М.: Высшая школа, 2013 г. - 287 с.: ил.
- 4 Теплотехника под редакцией Н.Н. Сушкина - М.: Металлургия, 2013 г. . – 686 с.: ил.
- 5 Краснощеков Е.А., Сухомел А.С. Задачник по теплопередаче. – М.: Энергия, 2013.- 176 с.: ил.