



Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

АВТОНОМНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ПРАКТИКУМ

**для студентов специальности
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2022

УДК 658.264(075.8)
ББК 31.38я73
А22

*Рекомендовано научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 8 от 27.04.2021 г.)*

Составители: *А. В. Шаповалов, Т. Н. Никулина*

Рецензент: нач. дисп. службы филиала «Гомельские тепловые сети» РУП «Гомельэнерго»
А. И. Матюнин

Автономные системы теплоснабжения : практикум для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» днев. и заоч. форм обучения / сост.: А. В. Шаповалов, Т. Н. Никулина. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2022. – 75 с. – Систем. требования: РС не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Практикум позволяет студентам закрепить знания по определению тепловых нагрузок, рассказывает об их принципах работы и знакомит с методиками расчета основных видов энергоустановок, работающих на органическом топливе, и с методиками расчета установок автономного теплоснабжения, работающих на возобновляемых источниках энергии. В практикуме также приведены задачи, позволяющие проводить экономическую оценку применения возобновляемых источников энергии для объектов автономного теплоснабжения.

Для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» дневной и заочной форм обучения.

**УДК 658.264(075.8)
ББК 31.38я73**

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2022

1 РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ЖИЛОГО РАЙОНА

Номер варианта соответствует номеру, под которым записана фамилия студента в журнале. Требуется произвести расчет по следующим исходным данным:

1. Наименование города.
 2. Количество жителей района m , чел.
 3. Норма жилой площади на 1 жителя района e , м²/чел.
 4. Отношение наружного объема жилого фонда к жилой площади $K_{жс}$, принимается **6 м³/м²**.
 5. Климатические данные:
 - а) расчетная температура наружного воздуха для проектирования систем отопления $t_{н.о}$, °С;
 - б) расчетная температура наружного воздуха для проектирования систем вентиляции $t_{н.в}$, °С;
 - в) средняя температура отопительного периода $t_{ср.от}$, °С;
 - г) продолжительность отопительного периода n_o , ч;
 - д) число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха равной ниже данной.
 6. Норма расхода воды на горячее водоснабжение на одного жителя района для жилых зданий $a = 105 \div 120$ кг/(чел.сут) [1, с.357].
 7. Норма расхода воды на горячее водоснабжение, потребляемой в общественных зданиях $b = 25$ кг/(чел.сут) [1, с.357].
 8. Расчетные температуры сетевой воды в подающей и обратной магистралях при $t_{н.о}$ (температурный график сети в расчетном режиме): $\tau_n = 150$ °С, $\tau_o = 70$ °С. Возможно применение графика $\tau_n = 130$ °С, $\tau_o = 70$ °С при малых тепловых нагрузках.
- Выбор исходных данных осуществляется из таблиц П1.1, П1.2, П1.3, П1.4 Приложения.

1.1 Расчет отопительной нагрузки жилых и общественных зданий

Максимальный расход тепла на отопление жилых зданий, кДж/с, вычисляется по следующей формуле:

$$Q_o = q_{ov} \cdot V \cdot (t_{в.р} - t_{н.о}) \cdot 10^{-3}, \quad (1.1)$$

где q_{ov} – отопительная характеристика здания (теплопотери 1 м³ здания при разности температур внутри помещения и наружного воздуха 1 К), Дж/(с·м³·К), для жилых зданий принимается 0,39 ... 0,49 при условии шести- и более этажной застройки [4, с. 233–234];

V – наружный объем жилых зданий, м³;

$t_{в.р}$ – расчетная внутренняя температура воздуха отапливаемых помещений, принимается для жилых зданий +18°C;

$t_{н.о}$ – расчетная наружная температура воздуха для проектирования систем отопления, °С, определяется по таблице П1.3 Приложения (соответствует значению средней температуры наиболее холодных пятидневок, взятых из восьми наиболее холодных зим за 50-летний период).

Наружный объем жилых зданий, м³, определяется по формуле:

$$V = m \cdot e \cdot K_{жс}, \quad (1.2)$$

где m – количество жителей района, чел.;

e – норма жилой площади на одного жителя, м²/чел.;

$K_{жс}$ – отношение наружного объема жилого фонда к жилой площади, м³/м².

Максимальный расход тепла на отопление общественных зданий рассчитывается по формуле (1.1) для каждого типа зданий отдельно. Количество общественных зданий выбирается в соответствии с заданным числом жителей района. Для теоретического района с количеством жителей $m = 10000$ чел. нормы по общественным зданиям, примененным для застройки района, приведены в таблице П1.5. Значения наружных объемов зданий, отопительных характеристик и расчетных значений внутренней температуры воздуха принимаются также по таблице П1.5.

Результаты расчётов по определению расходов тепла на отопление жилых и общественных зданий для заданного района сводятся в таблице 1.1.

1.2 Расчёт вентиляционной нагрузки общественных зданий

Максимальный расход тепла на вентиляцию общественных зданий, кДж/с, вычисляется для каждого типа зданий отдельно по следующей формуле:

$$Q_v = q_v \cdot V \cdot (t_{v.p} - t_{н.в}) \cdot 10^{-3}, \quad (1.3)$$

где q_v – вентиляционная характеристика здания [4, с. 235-236], Дж/(с·м³·К);

V – суммарный наружный объем зданий одного типа, м³;

$t_{v.p}$ – расчетная внутренняя температура воздуха отапливаемых помещений, °С [4, с.234], определяется по таблице П1.5;

$t_{н.в}$ – расчетное значение наружной температуры воздуха для проектирования систем вентиляции, °С.

Значения вентиляционных характеристик общественных зданий принимаются по таблице П1.5.

Вентиляционная нагрузка для жилых зданий отсутствует.

Результаты расчетов по определению расходов тепла на вентиляцию общественных зданий для заданного района сводятся в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Расходы тепла на отопление и вентиляцию зданий района

Наименование зданий	Количество зданий на район	Наружный объем одного здания, м ³	Суммарный наружный объем, м ³	q_{ov} , Дж/(с·м ³ ·К)	q_v , Дж/(с·м ³ ·К)	$t_{в.р.}$, °С	Q_{ov} , кДж/с	Q_v , кДж/с
Жилые здания	—	—	—	—	—	—	—	—
Общественные здания, в т.ч.		—	—	—	—	—		
1. Общеобразовательные школы								
2. Детсады, ясли								
3. Столовая (кафе)								
4. Баня								
5. Прачечная								
6. Магазин пром- и продовольственных товаров								
7. Медпункт								
8. Аптека								
9. Кинотеатр								
Суммарные отопительная и вентиляционная нагрузки								

1.3 Расчёт нагрузки горячего водоснабжения

Среднесуточный расход тепла на горячее водоснабжение (ГВС) жилых и общественных зданий в отопительный период, кДж/сут, вычисляется по следующей формуле:

$$Q_{гвс.з}^{cp.сут} = 1,2 \cdot m \cdot (a + b) \cdot (t_2 - t_{x.з}) \cdot c_p^{cp}, \quad (1.4)$$

где 1,2 – коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты на ГВС для жилых и общественных зданий;

m – количество жителей района, чел.;

a – норма расхода воды на ГВС на одного человека, кг/(сут·чел), проживающего в жилом здании с горячим водоснабжением;

b – норма расхода воды на ГВС, потребляемой в общественных зданиях, на одного человека, кг/(сут·чел);

t_z – температура горячей воды, подаваемой в систему ГВС, принимаемая равной 55°C [1, с. 357];

$t_{x.z}$ – температура холодной (водопроводной) воды в отопительный период, принимаемая равной 5°C [1, с. 357];

c_p^{cp} – средняя удельная теплоемкость воды, $c_p^{cp} = 4,19$ кДж/(кг · К).

Средняя нагрузка ГВС жилых и общественных зданий в отопительный период, кДж/с:

$$Q_{гвс.з}^{cp} = Q_{гвс.з}^{cp.сут} / (24 \cdot 3600) \quad (1.5)$$

Среднесуточный расход тепла на ГВС жилых и общественных зданий в летний период, кДж/сут, вычисляется по следующей формуле:

$$Q_{гвс.л}^{cp.сут} = 1,2 \cdot m \cdot (a + b) \cdot (t_z - t_{x.л}) \cdot c_p^{cp} \cdot K_l \quad (1.6)$$

где $t_{x.л}$ – температура холодной (водопроводной) воды в летний период, принимаемая равной 15°C [1, с. 358];

K_l – коэффициент, учитывающий изменение расхода воды на ГВС в летний период по отношению к расходу воды в отопительный период, для жилищно-коммунального сектора принимается $K_l = 0,8$ [1, с. 358].

Средняя нагрузка ГВС жилых и общественных зданий в летний период, кДж/с:

$$Q_{гвс.л}^{cp} = Q_{гвс.л}^{cp.сут} / (24 \cdot 3600) \quad (1.7)$$

Расчётная максимальная нагрузка ГВС в отопительный период для жилых зданий, кДж/с:

$$Q_{\text{звс.з.жс}}^{\text{max}} = Q_{\text{звс.з.жс}}^{\text{ср}} \cdot \chi \quad (1.8)$$

$$Q_{\text{звс.з.жс}}^{\text{ср}} = 1,2 \cdot m \cdot a \cdot (t_2 - t_{\text{х.з}}) \cdot c_p^{\text{ср}} / (24 \cdot 3600) \quad (1.9)$$

где χ – расчетный коэффициент часовой неравномерности, для жилых и общественных зданий $\chi = 2,4$.

1.4 Расчёт суммарной тепловой нагрузки

В итоговую таблицу 1.2 сводятся результаты расчета тепловых нагрузок отопления жилых и общественных зданий, вентиляции общественных зданий, ГВС и суммарной, соответствующие трем среднесуточным температурам t_n наружного воздуха: $+8$ °С, $t_{\text{н.о}}$ и $t_{\text{н.в}}$. При этом для определения недостающих значений тепловых нагрузок отопления и вентиляции (Q_o при $+8$ °С и $t_{\text{н.в}}$; Q_v при $+8$ °С) используют следующие формулы пересчета тепловых нагрузок:

$$Q_o^{t_n} = Q_o \cdot \frac{t_{\text{в.п}} - t_n}{t_{\text{в.п}} - t_{\text{н.о}}}; \quad (1.10)$$

$$Q_v^{t_n} = Q_v \cdot \frac{t_{\text{в.п}} - t_n}{t_{\text{в.п}} - t_{\text{н.в}}}, \quad (1.11)$$

где в качестве t_n последовательно подставляют три указанные выше температуры наружного воздуха; $t_{\text{в.п}}$ принимается $+18$ °С.

Следует иметь в виду, что тепловая нагрузка вентиляции при температурах окружающего воздуха ниже $t_{\text{н.в}}$ не может превышать своего максимального значения, рассчитанного в разделе 1.2, то есть остаётся постоянной ($Q_v^{t_{\text{н.о}}} = Q_v^{t_{\text{н.в}}}$). Нагрузка ГВС не зависит от температуры наружного воздуха и составляет величину $Q_{\text{звс.з}}^{\text{ср}}$ при любой t_n .

Таблица 1.2

Значение тепловых нагрузок в зависимости от среднесуточной температуры наружного воздуха t_n

Наименование тепловой нагрузки	Единица измерения	Температура наружного воздуха t_n , °С		
		8	$t_{н.в}$	$t_{н.о}$
Отопительная	кДж/с			
Вентиляционная	кДж/с			
Нагрузка ГВС	кДж/с			
Суммарная	кДж/с			

1.5 Определение годовых расходов тепла жилыми и общественными зданиями

Годовые расходы тепла на отопление и вентиляцию, МДж, определяются: средние за отопительный сезон расходы теплоты и продолжительности отопительного периода по следующим формулам:

$$Q_o^{год} = Q_o^{cp} \cdot n_o \cdot 10^{-3}; \quad (1.12)$$

$$Q_v^{год} = Q_v^{cp} \cdot n_v \cdot 10^{-3}, \quad (1.13)$$

где Q_o^{cp} , Q_v^{cp} – средние за отопительный период расходы тепла на отопление и вентиляцию соответственно, кДж/с:

$$Q_o^{cp} = Q_o \cdot \frac{t_{в.п} - t_{ср.ом}}{t_{в.п} - t_{н.о}}; \quad (1.14)$$

$$Q_v^{cp} = Q_v \cdot \frac{t_{в.п} - t_{ср.ом}}{t_{в.п} - t_{н.в}}; \quad (1.15)$$

где n_o – продолжительность отопительного периода, с;

n_v – продолжительность работы вентиляции в течение отопительного периода, $n_v = 0,75 \cdot n_o$ [1, с.359], с;

$t_{в.р}$ – принимается +18 °С.

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение, МДж:

$$Q_{гвс}^{год} = (Q_{гвс.з}^{ср} \cdot n_o + Q_{гвс.л}^{ср} \cdot (n - n_o)) \cdot 10^{-3}, \quad (1.16)$$

где n – длительность работы ГВС в течение года, принимается $n = 8400$ ч [1, с.359].

Суммарный годовой расход тепла на теплоснабжение жилого района, МДж:

$$Q_{\Sigma}^{год} = Q_o^{год} + Q_г^{год} + Q_{гвс}^{год}. \quad (1.17)$$

1.6 Построение графика расхода тепла по продолжительности тепловых нагрузок

Температура наружного воздуха в течение отопительного периода меняется. С изменением температуры наружного воздуха должно изменяться и количество отпускаемого потребителю тепла. В связи с этим при проектировании системы теплоснабжения необходимо строить график расхода тепла по продолжительности тепловых нагрузок в отопительный период.

График имеет две части (рис. 1.1): правую – основную и левую – вспомогательную. Левая часть графика отражает зависимость тепловых нагрузок от среднесуточной температуры наружного воздуха. Диапазон среднесуточных температур берется от +8 °С (температуры начала и окончания отопительного периода) до $t_{н.о}$.

Таблица 1.3

Продолжительность стояния среднесуточных температур наружного воздуха за отопительный период

Температура наружного воздуха t_n , °С	$t_{н.о}$	—	—	—	8
Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной и ниже данной	—	—	—	—	n_o

Правая часть графика представляет собой зависимость суммарной тепловой нагрузки, соответствующей определенным среднесуточным температурам наружного воздуха (из левой части графика), от продолжительности стояния этих температур (числа часов за отопительный период со среднесуточными температурами наружного воздуха, равными и ниже данных).

Левая часть графика строится на основании табл. 1.2 (раздел 1.4). Для построения правой части графика необходимо знать продолжительность стояния среднесуточных температур наружного воздуха за отопительный период для заданной климатической области (определяется по П 1.4), при этом следует заполнить таблицу 1.3.

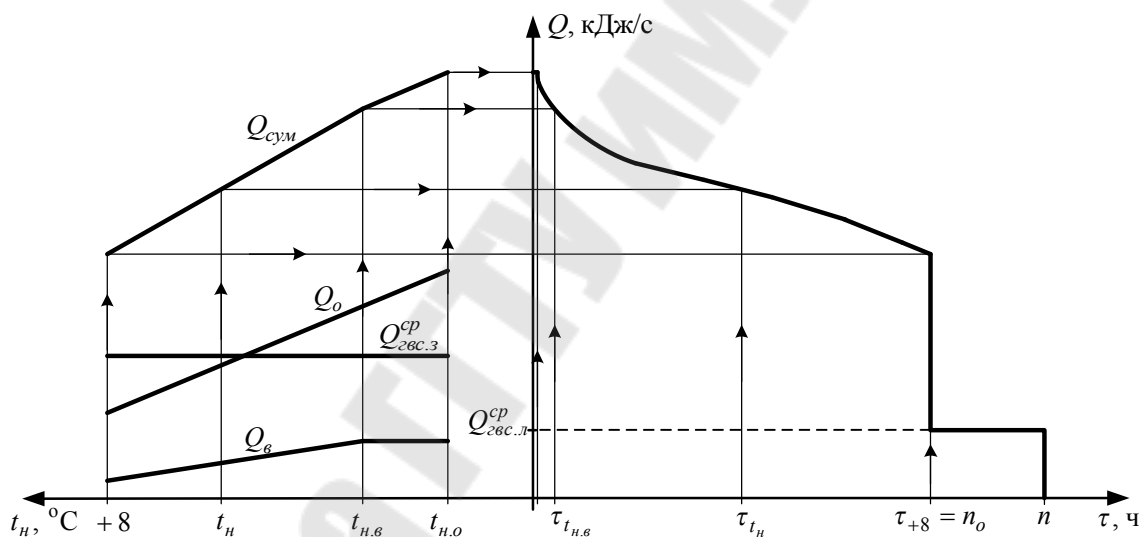


Рис.1.1. График расхода тепла по продолжительности тепловых нагрузок

Принцип построения правой части графика следующий. В левой части графика при различных значениях температуры t_n поднимаемся вверх до пересечения с линией $Q_{сум}$. Затем от этой точки проводим линию, параллельную оси абсцисс до пересечения с продолжительностью стояния τ_{t_n} температуры t_n в правой части графика. Получаем искомую точку графика расхода тепла по продолжительности стояния температур. Аналогично находим другие точки для отопительного периода

($\tau = 0 \div n_0$) и соединяем их. В межотопительный период ($\tau = n_0 \div n$) тепло расходуется только на горячее водоснабжение, т.е. величина тепловой нагрузки составляет $Q_{звс.л}^{ср}$.

1.7 Построение графика температур в подающем и обратном трубопроводе теплосети в зависимости от температуры наружного воздуха (графика центрального регулирования отпуска теплоты)

Одним из основных способов регулирования отпуска теплоты источником централизованного теплоснабжения является выработка тепла с оптимальными, экономически наиболее выгодными параметрами (качественное регулирование отпуска теплоты). Для определения таких оптимальных параметров теплоносителя строится график температур.

Построение графика основано на определении зависимости температуры сетевой воды в подающей и обратной магистрали от температуры наружного воздуха.

Так как расход тепла на отопление и вентиляцию является основным как для жилищно-коммунального сектора, так и для промышленных предприятий, то представляется необходимым построение графика центрального качественного регулирования отпуска теплоты по отопительной нагрузке.

Построение графика основано на определении зависимости температуры сетевой воды в подающей и обратной магистралях от температуры наружного воздуха.

График температур в подающем и обратном трубопроводе в зависимости от температуры наружного воздуха строится для заданных климатических условий и температурного графика сети в расчетном режиме (τ_n/τ_0 , °С), для закрытой системы теплоснабжения и зависимых схем присоединения отопительных установок к тепловой сети (рис. 1.2).

На ось ординат наносятся точки А и Б, соответствующие расчетной температуре теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе при $t_{н.о}$. Далее находят на графике точку В, соответствующую расчетной температуре воздуха отапливаемых помещений $t_в$ (принимается расчетная температура воздуха для жилых зданий +18 °С, так как основ-

ная застройка района – жилая) и равной ей температуре теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе.

Затем производят расчеты для построения линий АВ и БВ по следующим выражениям:

$$t'_n = t_g + \frac{(t_1 - \tau_o) + 2 \cdot (\tau_o - t_g)}{2} \cdot \left[\frac{t_g - t'_H}{t_g - t_{H.o}} \right]^{0,76} + \frac{2 \cdot \Delta t - (t_1 - \tau_o)}{2} \cdot \left[\frac{t_g - t'_H}{t_g - t_{H.o}} \right] \quad (1.18)$$

$$\begin{aligned} t'_o &= t_g + \frac{(t_1 - \tau_o) + 2 \cdot (\tau_o - t_g)}{2} \cdot \left[\frac{t_g - t'_H}{t_g - t_{H.o}} \right]^{0,76} - \frac{(t_1 - \tau_o)}{2} \cdot \left[\frac{t_g - t'_H}{t_g - t_{H.o}} \right] = \\ &= t'_n - \Delta t \cdot \left[\frac{t_g - t'_H}{t_g - t_{H.o}} \right]. \end{aligned} \quad (1.19)$$

где t'_n , t'_o – температуры в подающем и обратном трубопроводе теплосети при t'_H , °С;

t'_H – произвольная температура наружного воздуха в диапазоне температур от $t_{H.o}$ до +18°С, °С;

t_1 – расчётная температура воды, поступающей в отопительные приборы (после смешения в элеваторе), °С, равная

$$t_1 = \frac{\tau_n + a \cdot \tau_o}{1 + a}, \quad (3.3)$$

a – коэффициент смешения, равный отношению количества обратной воды, подмешиваемой элеватором, к количеству воды, поступающей из теплосети (принимается $a=1 \div 2,5$);

Δt – расчётный перепад температур в теплосети ($\Delta t = \tau_n - \tau_o$), °С.

В качестве примера показать расчет по одной точке для температур в подающем и обратном трубопроводе теплосети, а остальные расчеты сводятся в таблицу (количество точек – 5).

Так как по тепловым сетям одновременно подаётся теплота на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение (ГВС), для удовлетворения тепловой нагрузки ГВС необходимо внести коррективы в график

температур воды в теплосети. Температура нагреваемой воды на выходе из водоводяного подогревателя ГВС не должна быть выше 60 °С, поэтому минимальная температура сетевой воды в подающей магистрали для закрытой системы теплоснабжения принимается равной 70 °С. Для этого отопительный график срезается на уровне 70 °С. Точка излома графика делит его на две части с различными режимами регулирования: в диапазоне температур наружного воздуха от температуры точки излома t_u до $t_{н.о}$ осуществляется центральное качественное регулирование отпуска теплоты, в диапазоне от +8 °С (температуры начала и окончания отопительного периода) до t_u – местное количественное (регулирование расхода теплоносителя через абонентские системы).

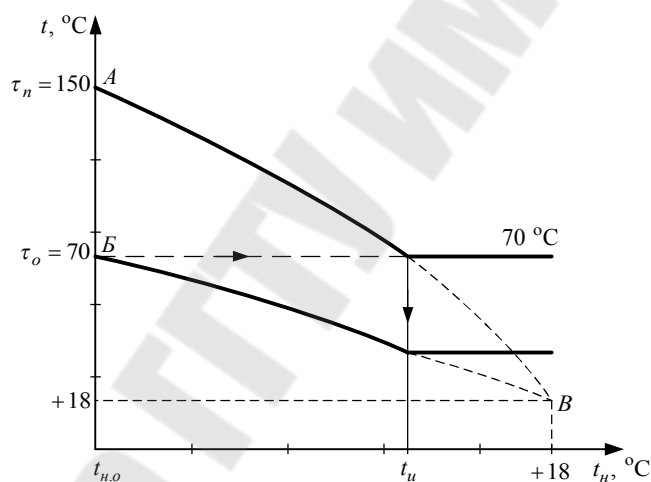


Рис.1.2. График температур воды в подающем и обратном трубопроводе теплосети в зависимости от температуры наружного воздуха

График выполняется на миллиметровке формата А4.

2. ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

2.1 Простой цикл ПТУ

Принципиальная схема простого цикла ПТУ (цикла Ренкина) и его изображение в Т,s-диаграмме представлены на рис. 2.1.1 и 2.1.2.

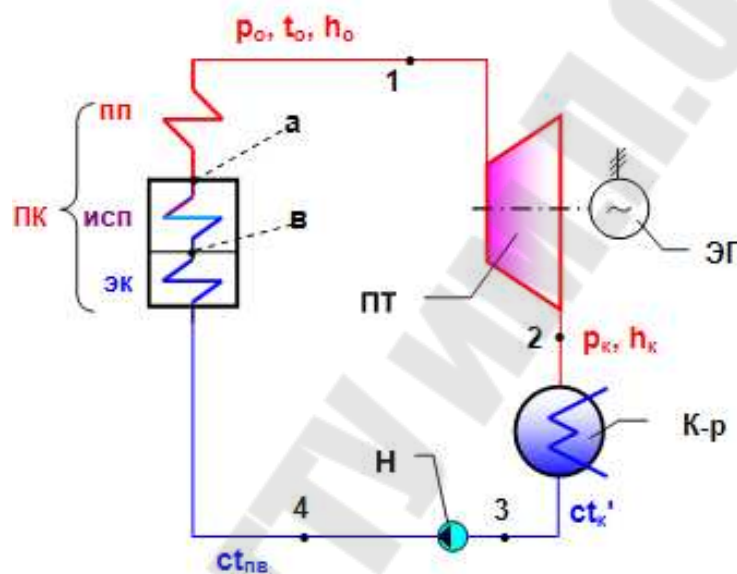


Рис.2.1.1. Схема простой паротурбинной установки: ПК – паровой котел, ПП – пароперегреватель, ИСП – испарительная поверхность, ЭК – экономайзер; ПТ – паровая турбина; К-р – конденсатор паровой турбины; Н – насос; ЭГ – электрический генератор

На рис. 2.1.2 паровой котел представлен в виде трех основных элементов подвода теплоты к рабочему телу: экономайзера, здесь вода нагревается до состояния насыщения, испарительной поверхности, где вода переводится из жидкой фазы в паровую в состоянии насыщения, и пароперегревателя, здесь получается пар с температурой выше температуры насыщения. В дальнейшем на схемах ПТУ экономайзер изображаться не будет. В простой схеме ПТУ изображение всех элементов ПК выполнено в целях наглядного показа распределения теплоты, подведенной к рабочему телу, между ЭК, ИСП и ПП.

Основные параметры, характеризующие цикл ПТУ, имеют обозначения: P_0 , t_0 – давление и температура пара перед турбиной, P_k – давление в конденсаторе турбины.

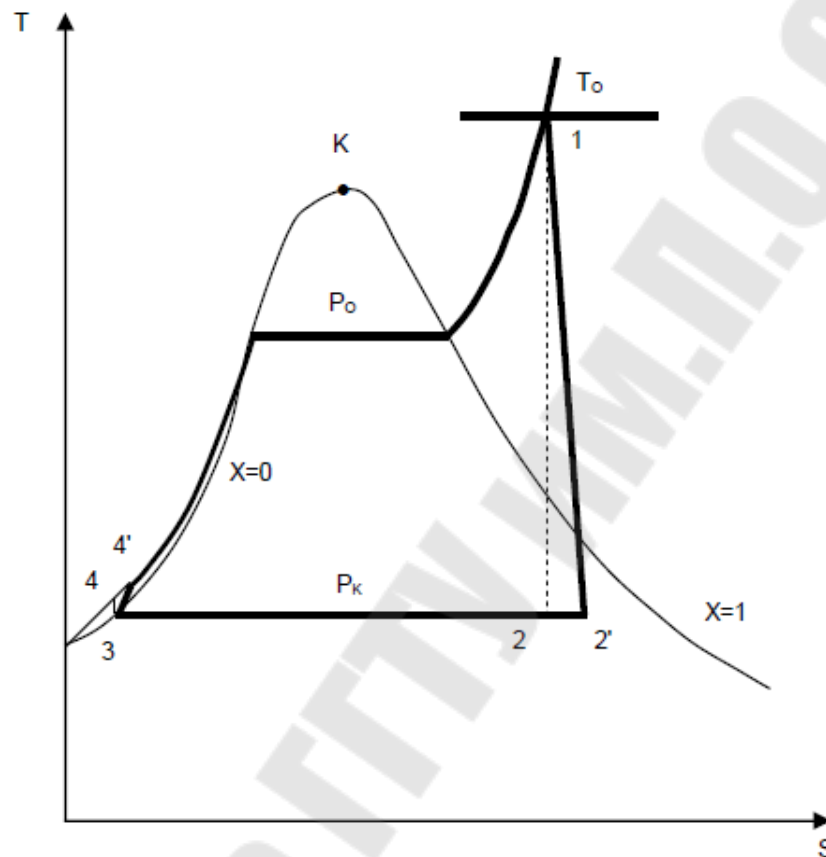


Рис.2.1.2. Простой цикл ПТУ в T,s - диаграмме: обратимый (1234) и необратимый (12'34')

Цикл простой ПТУ состоит из четырех процессов:
 1-2 - адиабатное расширение пара в турбине;
 2-3 - изобарный отвод теплоты от рабочего тела в конденсаторе турбины, в результате чего пар превращается в жидкость в состоянии насыщения;
 3-4 - адиабатное сжатие воды в насосе от P_k до P_0 ;
 4-1 - изобарный подвод теплоты к рабочему телу.

Для обратимого цикла ПТУ адиабатные процессы 1-2 и 3-4 есть изоэнтропы, которые в T,s-диаграмме представлены вертикальными прямыми.

2.1.1 Расчет обратимого цикла ПТУ

Номер варианта соответствует номеру, под которым записана фамилия студента в журнале. Требуется произвести расчет по следующим исходным данным:

P_0 и t_0 – давление и температура пара перед турбиной;

P_K – давление пара в конденсаторе турбины;

η_{0i} – внутренний относительный КПД турбины;

η_n – адиабатный КПД насоса;

W_s – электрическая мощность турбины

Выбор исходных данных осуществляется из таблиц П2.1 Приложения.

Для расчета цикла ПТУ определяются энтальпии рабочего тела в характерных точках цикла.

Таблица 2.1.1

	Точка 1	Точка 2	Точка 3	Точка 4
p, МПа				
t, °С				
h, кДж/кг				
s, кДж/(кг·К)				

Определение теплоты, подведенной в цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_1 = h_1 - h_4. \quad (2.1)$$

Теплота, отведенная цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_2 = h_2 - h_3. \quad (2.2)$$

Техническая работа расширения пара в турбине, кДж/кг

$$l_T = h_1 - h_2. \quad (2.3)$$

Техническая работа сжатия воды в насосе, кДж/кг

$$l_H = h_4 - h_3. \quad (2.4)$$

Работа идеального цикла ПТУ, кДж/кг

$$l_t = q_1 - q_2. \quad (2.5)$$

Термический КПД цикла ПТУ

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1}. \quad (2.6)$$

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) и теплоты, кДж/(кВт·ч)

$$d_t = \frac{3600}{l_T}; \quad (2.7)$$

$$q_t = \frac{3600 \cdot q_1}{l_T}. \quad (2.8)$$

2.1.2 Расчет необратимого цикла ПТУ

Пользуясь значениями энтальпии рабочего тела в характерных точках цикла (табл. 2.1.1), внутренним относительным КПД турбины – η_{0i} , адиабатным КПД насоса – η_n , определите действительные значения энтальпии влажного пара на входе в конденсатор – h_{2i} , кДж/кг и воды после питательного насоса – h_{4i} , кДж/кг

$$h_{2i} = h_1 - \eta_{0i}(h_1 - h_2). \quad (2.9)$$

$$h_{4i} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_n}. \quad (2.10)$$

Теплота, подведенная в цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_{1i} = h_1 - h_{4i}. \quad (2.11)$$

Теплота, отведенная цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_{2i} = h_{2i} - h_3. \quad (2.12)$$

Техническая работа расширения пара в турбине, кДж/кг

$$l_{Ti} = h_1 - h_{2i}. \quad (2.13)$$

Техническая работа сжатия воды в насосе, кДж/кг

$$l_{Hi} = h_{4i} - h_3. \quad (2.14)$$

Удельная работа цикла ПТУ, кДж/кг

$$l_{ii} = q_{1i} - q_{2i}. \quad (2.15)$$

Термический КПД цикла ПТУ

$$\eta_{ii} = \frac{l_{ii}}{q_{1i}}. \quad (2.16)$$

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) и теплоты, кДж/(кВт·ч)

$$d_{ii} = \frac{3600}{l_{Ti}}. \quad (2.17)$$

$$q_{ii} = \frac{3600 \cdot q_{1i}}{l_{Ti}}. \quad (2.18)$$

Электрический КПД цикла ПТУ

$$\eta_{эi} = \eta_{ii} \cdot \eta_M \cdot \eta_{Г}, \quad (2.19)$$

где $\eta_M = 0.98$ и $\eta_G = 0.99$ – механический КПД и КПД электрического генератора.

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) и теплоты, кДж/(кВт·ч) на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ

$$d_{эi} = \frac{3600}{l_{Ti} \cdot \eta_M \cdot \eta_G}; \quad (2.20)$$

$$q_{эi} = \frac{3600}{\eta_{эi}}. \quad (2.21)$$

Расход пара на турбину, кг/с

$$D_i = \frac{W_{э}}{l_{Ti} \cdot \eta_M \cdot \eta_G} \quad (2.22)$$

2.2 Цикл ПТУ с вторичным перегревом пара

Схематическое изображение цикла ПТУ с вторичным перегревом пара приведено на рис. 2.2.1. Вторичный перегрев пара позволяет увеличить КПД цикла и снизить влажность пара на выходе из части низкого давления (ЧНД).

Вторичный перегрев пара осуществляется во вторичном пароперегревателе (ВПП), который располагается за частью высокого давления турбины (ЧВД). ВПП конструктивно размещается в паровом котле. Подвод теплоты к пару в ВПП идет при постоянном давлении ($p_{вп} = \text{const}$), которое имеет оптимальное значение. Оптимальное значение $p_{вп}$ выбирается методом вариантных расчетов термического КПД цикла ПТУ в диапазоне $p_k < p_{вп} < p_0$ при неизменных остальных параметрах.

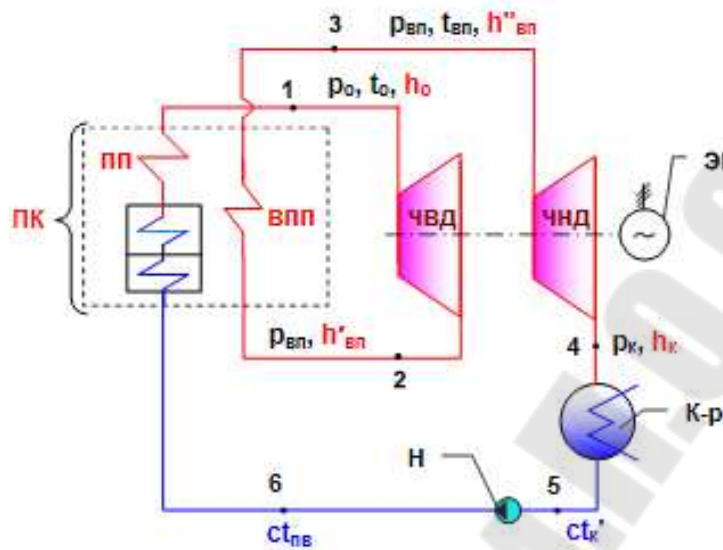


Рис.2.2.1. Схема паротурбинной установки с вторичным перегревом пара: ПК – паровой котел, ПП – пароперегреватель, ВПП – вторичный пароперегреватель, ПТ – паровая турбина; К-р – конденсатор паровой турбины; Н – насос; ЭГ – электрический генератор

Изображение цикла ПТУ с вторичным перегревом пара в T, s – диаграмме показано на рис.2.2.2.

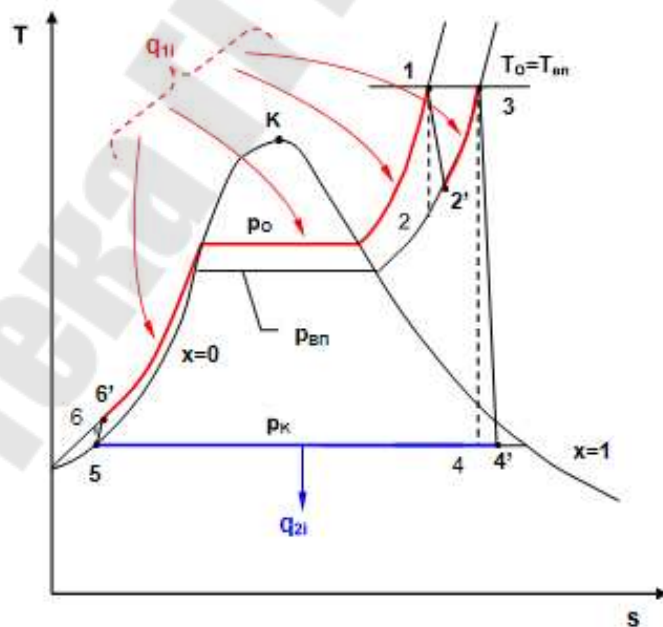


Рис. 2.2.2. Цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в T, s - диаграмме: обратимый цикл (123456) и необратимый цикл (12'34'56')

2.2.1 Расчет обратимого цикла ПТУ с вторичным перегревом пара

Номер варианта соответствует номеру, под которым записана фамилия студента в журнале. Требуется произвести расчет по следующим исходным данным:

P_0 и t_0 – давление и температура пара перед турбиной;

P_K – давление пара в конденсаторе турбины;

$P_{вп}$ и $t_{вп} = t_0$ – давление и температура пара после вторичного пароперегревателя;

$\eta_{0i}^{чВД}$ и $\eta_{0i}^{чНД}$ – внутренние относительные КПД турбины, соответственно части высокого давления и части низкого давления;

η_n - адиабатный КПД насоса;

W_s - электрическая мощность турбины

Выбор исходных данных осуществляется из таблиц П2.1 Приложения.

Для расчета цикла ПТУ определяются энтальпии рабочего тела в характерных точках цикла.

Таблица 2.2.1

	Точка 1	Точка 2	Точка 3	Точка 4	Точка 5	Точка 6
p , МПа						
t , °С						
h , кДж/кг						
s , кДж/(кг·К)						

Определение теплоты, подведенной в цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_1 = h_1 - h_6 + h_3 - h_2. \quad (2.23)$$

Теплота, отведенная из цикла ПТУ, кДж/кг

$$q_2 = h_4 - h_5. \quad (2.24)$$

Техническая работа расширения пара в турбине, кДж/кг

$$l_T = h_1 - h_2 + h_3 - h_4. \quad (2.25)$$

Техническая работа сжатия воды в насосе, кДж/кг

$$l_H = h_6 - h_5. \quad (2.26)$$

Работа идеального цикла ПТУ, кДж/кг

$$l_t = q_1 - q_2. \quad (2.27)$$

Термический КПД цикла ПТУ

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1}. \quad (2.28)$$

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) и теплоты, кДж/(кВт·ч)

$$d_t = \frac{3600}{l_T}; \quad (2.29)$$

$$q_t = \frac{3600 \cdot q_1}{l_T}. \quad (2.30)$$

2.2.2. Расчет необратимого цикла ПТУ с вторичным перегревом пара

Пользуясь значениями энтальпии рабочего тела в характерных точках цикла (табл. 2.2.1), внутренними относительными КПД турбины – $\eta_{0i}^{\text{ЧВД}}$ и $\eta_{0i}^{\text{ЧНД}}$, адиабатным КПД насоса – η_n , определите действительные значения энтальпии пара перед ВПП – h_{2i} , влажного пара на входе в конденсатор – h_{4i} , кДж/кг и воды после питательного насоса – h_{6i} , кДж/кг

$$h_{2i} = h_1 - \eta_{0i}^{\text{ЧВД}} (h_1 - h_2). \quad (2.31)$$

$$h_{4i} = h_1 - \eta_{0i}^{\text{ЧНД}} (h_3 - h_4). \quad (2.32)$$

$$h_{6i} = h_5 + \frac{l_H}{\eta_H}. \quad (2.33)$$

Теплота, подведенная в цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_{1i} = h_1 - h_{6i} + h_3 - h_{2i}. \quad (2.34)$$

Теплота, отведенная цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_{2i} = h_{4i} - h_5. \quad (2.35)$$

Техническая работа расширения пара в турбине, кДж/кг

$$l_{Ti} = h_1 - h_{2i} + h_3 - h_{4i}. \quad (2.36)$$

Техническая работа сжатия воды в насосе, кДж/кг

$$l_{Hi} = h_{6i} - h_5. \quad (2.37)$$

Удельная работа цикла ПТУ, кДж/кг

$$l_{ii} = q_{1i} - q_{2i}. \quad (2.38)$$

Термический КПД цикла ПТУ

$$\eta_{ii} = \frac{l_{ii}}{q_{1i}}. \quad (2.39)$$

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) и теплоты, кДж/(кВт·ч)

$$d_{ii} = \frac{3600}{l_{Ti}}. \quad (2.40)$$

$$q_{ii} = \frac{3600 \cdot q_{1i}}{l_{Ti}}. \quad (2.41)$$

Электрический КПД цикла ПТУ

$$\eta_{эi} = \eta_{Ti} \cdot \eta_M \cdot \eta_G, \quad (2.42)$$

где $\eta_M = 0.98$ и $\eta_G = 0.99$ - механический КПД и КПД электрического генератора.

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) и теплоты, кДж/(кВт·ч) на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ

$$d_{эi} = \frac{3600}{l_{Ti} \cdot \eta_M \cdot \eta_G}; \quad (2.43)$$

$$q_{эi} = \frac{3600}{\eta_{эi}}. \quad (2.44)$$

Расход пара на турбину, кг/с

$$D_i = \frac{W_{э}}{l_{Ti} \cdot \eta_M \cdot \eta_G}. \quad (2.45)$$

2.3. Регенеративный цикл ПТУ

В регенеративном цикле ПТУ рабочее тело участвует не только в производстве технической работы, но и в подводе теплоты к питательной воде перед паровым котлом. Регенеративный подогрев воды при выборе оптимальных параметров отбора пара из турбины на регенеративные подогреватели увеличивает термический КПД цикла ПТУ на 5–10 % (относительных) по сравнению с аналогичным простым циклом.

На рис. 2.3.1 приведена схема регенеративной ПТУ с одним отбором пара из турбины на смешивающий регенеративный подогреватель. Смешивающие регенеративные подогреватели устроены таким образом, что в них организован интенсивный процесс смешения пара с водой при постоянном давлении, равном давлению отбора пара из турбины. В расчетном режиме из подогревателя выходит вода в состоянии насыщения при данном давлении в подогревателе.

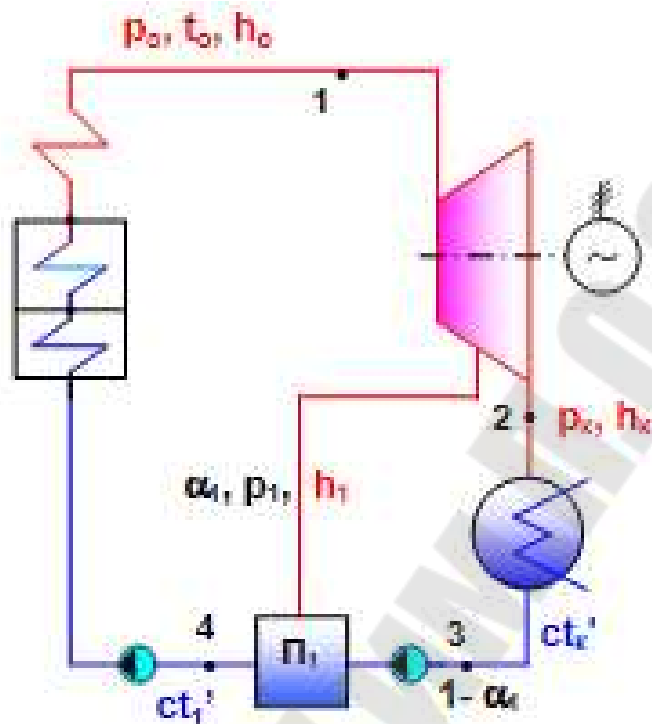


Рис. 2.3.1 Схема регенеративной ПТУ с одним смешивающим подогревателем

Для обеспечения необходимого давления воды в каждом из подогревателей перед ними устанавливаются регенеративные насосы. Для создания необходимого давления воды в паровом котле перед ним устанавливается питательный насос.

В ТТД при рассмотрении регенеративных схем ПТУ обычно пренебрегают работой сжатия воды в насосах ввиду ее малой величины.

При расчете регенеративной ПТУ на 1 кг рабочего тела вводят относительные доли расхода - α , взятые по отношению к полному расходу пара на турбину D.

Изображение регенеративного цикла ПТУ в T,s – диаграмме показано на рис.2.2.2.

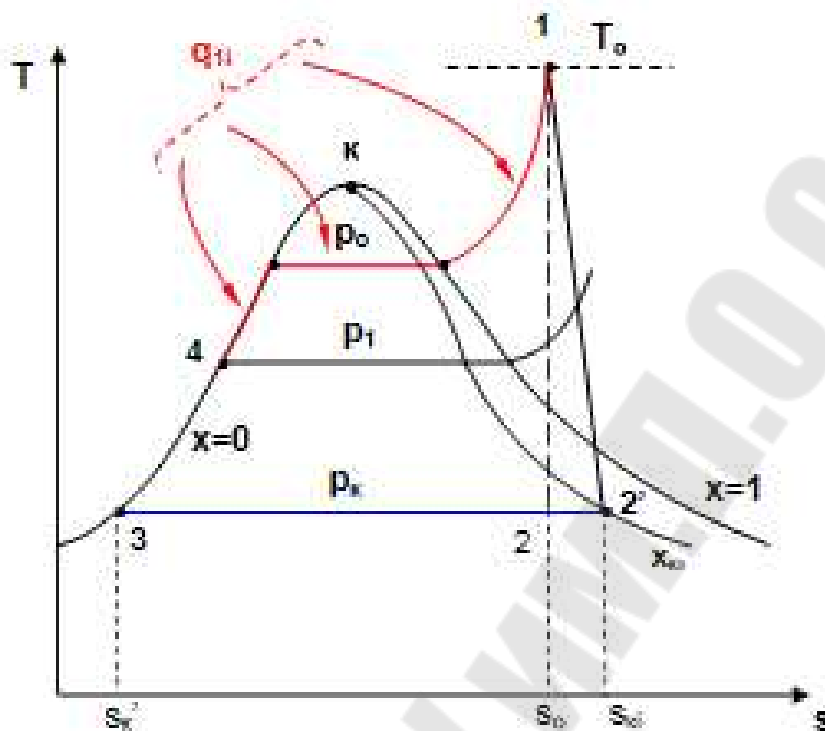


Рис. 2.3.2 Цикл ПТУ со смешивающим регенеративным подогревателем в T, s - диаграмме: обратимый цикл (1234) и необратимый цикл (12'34)

2.3.1 Расчет обратимого регенеративного цикла ПТУ с двумя смешивающими подогревателями

Номер варианта соответствует номеру, под которым записана фамилия студента в журнале. Требуется произвести расчет по следующим исходным данным:

P_0 и t_0 – давление и температура пара перед турбиной;

P_K – давление пара в конденсаторе турбины;

η_{0i} – внутренний относительный КПД турбины;

η_n – адиабатный КПД насоса;

W_s – электрическая мощность турбины;

$n = 2$ – количество отборов пара на смешивающие подогреватели.

Выбор исходных данных осуществляется из таблиц П2.1 Приложения.

Для расчета регенеративного цикла ПТУ определяются параметры рабочего тела в характерных точках цикла.

Таблица 2.3.1

	Точка 1	Точка 2	Точка 3	Точка 4	Точка 5	Точка 6
p, МПа						
t, °С						
h, кДж/кг						
s, кДж/(кг·К)						

При известных параметрах пара на входе и выходе из турбины для определения давлений отборов использую принцип равномерного подогрева воды в подогревателях, обеспечивающий максимальное значение термического КПД цикла ПТУ при заданном количестве регенеративных подогревателей. В соответствии с этим принципом нагрев воды в каждом из подогревателей определяется формулой:

$$\Delta t_{ОПТ} = \frac{t_6 - t_2}{n + 1}, \quad (2.46)$$

где n – количество регенеративных подогревателей.

Далее определяются температуры воды на выходе из подогревателей:

$$t_{1.n} = t_6 - \Delta t_{ОПТ} \quad (2.47)$$

$$t_{2.n} = t_{1.n} - \Delta t_{ОПТ} \quad (2.48)$$

По температурам (ф.2.47 - 2.48) определяют давления отборов. По давлениям отборов и энтропии s_1 определяют энтальпии пара поступающего в подогреватели.

Расчет доли отбора пара на смешивающий подогреватель основан на уравнении смешения пара и воды в потоке. В соответствии с уравнением смешения в потоке сумма энтальпий входящих потоков в подогреватель равна сумме энтальпий выходящих из него потоков. Начинается расчет с первого подогревателя по ходу движения пара (рис. 2.3.3).

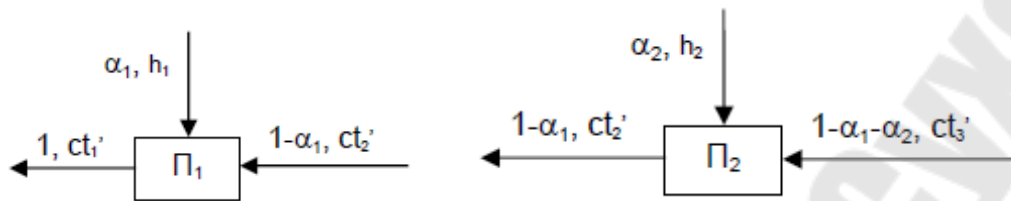


Рис. 2.3.3. Схема потоков подогревателей П₁ и П₂

Доля отбора пара на подогреватели

$$\alpha_1 = \frac{h_5 - h_4}{h_{5o} - h_4}; \quad (2.49)$$

$$\alpha_2 = \frac{h_4 - h_3}{h_{4o} - h_3} (1 - \alpha_1). \quad (2.50)$$

Определение теплоты, подведенной в цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_1 = h_1 - h_5. \quad (2.51)$$

Теплота, отведенная цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_2 = (h_2 - h_3)(1 - \alpha_1 - \alpha_2). \quad (2.52)$$

Техническая работа расширения пара в турбине, кДж/кг

$$l_{T1} = h_1 - \alpha_1 \cdot h_{5o} - \alpha_2 \cdot h_{4o} - h_2(1 - \alpha_1 - \alpha_2). \quad (2.53)$$

В энергетике для расчета работы турбины используют коэффициенты недовыработки, представляющие отношение разницы энтальпий места отбора и на выходе из турбины к максимально возможной удельной работе турбины. Для рассматриваемой схемы таких коэффициентов два:

$$y_1 = \frac{h_{5o} - h_2}{h_1 - h_2}; \quad (2.54)$$

$$y_2 = \frac{h_{4o} - h_2}{h_1 - h_2}. \quad (2.55)$$

Используя коэффициенты недовыработки, удельную работу турбины можно представить в виде выражения:

$$l_T = (h_1 - h_2)(1 - \alpha_1 y_1 - \alpha_2 y_2). \quad (2.56)$$

Поскольку работа насосов в данных расчетах не учитывается, то работа регенеративного цикла ПТУ равна работе турбины.

Работа идеального цикла ПТУ, кДж/кг

$$l_t = q_1 - q_2. \quad (2.57)$$

Термический КПД цикла ПТУ

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1}. \quad (2.58)$$

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) и теплоты, кДж/(кВт·ч)

$$d_t = \frac{3600}{l_T}; \quad (2.59)$$

$$q_t = \frac{3600 \cdot q_1}{l_T}. \quad (2.60)$$

2.3.2 Расчет необратимого цикла ПТУ

Пользуясь значениями энтальпии рабочего тела в характерных точках цикла (табл. 2.3.1) и внутренним относительным КПД турбины – η_{0i} , определите действительные значения энтальпии влажного пара на входе в конденсатор – h_{2i} , кДж/кг и пара отбираемого на регенеративные подогреватели – h_{4oi} , h_{5oi} , кДж/кг

$$h_{2i} = h_1 - \eta_{0i}(h_1 - h_2); \quad (2.61)$$

$$h_{5oi} = h_1 - \eta_{0i}(h_1 - h_{5o}); \quad (2.62)$$

$$h_{4oi} = h_1 - \eta_{0i}(h_1 - h_{4o}). \quad (2.63)$$

Расчет долей отбора пара на смешивающие подогреватели аналогичен обратимому циклу ПТУ за исключением того, что энтальпии пара в отборах турбины будут иметь большие значения, чем в обратимом цикле.

$$\alpha_{1i} = \frac{h_5 - h_4}{h_{5oi} - h_4}; \quad (2.64)$$

$$\alpha_{2i} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4oi} - h_3}(1 - \alpha_{1i}). \quad (2.65)$$

Определение теплоты, подведенной в цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_{1i} = h_1 - h_5. \quad (2.66)$$

Теплота, отведенная цикле ПТУ, кДж/кг

$$q_{2i} = (h_{2i} - h_3)(1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i}). \quad (2.67)$$

Техническая работа расширения пара в турбине, кДж/кг

$$l_{T1i} = h_1 - \alpha_{1i} \cdot h_{5oi} - \alpha_{2i} \cdot h_{4oi} - h_{2i}(1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i}). \quad (2.68)$$

Коэффициенты недовыработки для необратимого цикла

$$y_{1i} = \frac{h_{5oi} - h_{2i}}{h_1 - h_{2i}}; \quad (2.69)$$

$$y_{2i} = \frac{h_{4oi} - h_{2i}}{h_1 - h_{2i}}. \quad (2.70)$$

Используя коэффициенты недовыработки, удельную работу турбины можно представить в виде следующего выражения:

$$l_{Ti} = (h_1 - h_{2i})(1 - \alpha_{1i}y_{1i} - \alpha_{2i}y_{2i}). \quad (2.71)$$

Поскольку работа насосов в данных расчетах не учитывается, то работа регенеративного цикла ПТУ равна работе турбины.

Работа регенеративного цикла ПТУ, кДж/кг

$$l_{ii} = q_1 - q_2. \quad (2.72)$$

Термический КПД цикла ПТУ

$$\eta_{ii} = \frac{l_{ii}}{q_{1i}}. \quad (2.73)$$

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) и теплоты, кДж/(кВт·ч)

$$d_{ii} = \frac{3600}{l_{Ti}}; \quad (2.74)$$

$$q_{ii} = \frac{3600 \cdot q_{1i}}{l_{Ti}}. \quad (2.75)$$

Электрический КПД цикла ПТУ

$$\eta_{эi} = \eta_{ii} \cdot \eta_M \cdot \eta_G, \quad (2.76)$$

где $\eta_M = 0.98$ и $\eta_G = 0.99$ - механический КПД и КПД электрического генератора.

Удельный расход пара, кг/(кВт·ч) и теплоты, кДж/(кВт·ч) на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ

$$d_{эi} = \frac{3600}{l_{Ti} \cdot \eta_M \cdot \eta_G}; \quad (2.77)$$

$$q_{эi} = \frac{3600}{\eta_{эi}}. \quad (2.78)$$

Расход пара на турбину, кг/с

$$D_i = \frac{W_э}{l_{Ti} \cdot \eta_M \cdot \eta_T}. \quad (2.79)$$

2.4 Теплофикационный цикл ПТУ

Цикл ПТУ, предназначенный для отпуска тепловой и электрической энергии, называется теплофикационным. В таком цикле имеется отбор пара из турбины, предназначенной для снабжения теплотой потребителя.

В качестве примера теплофикационного цикла рассмотрим цикл ПТУ с вторичным перегревом пара, имеющим два отбора пара из турбины: один – на смешивающий регенеративный подогреватель, а другой – на теплового потребителя (рис.2.4.1)

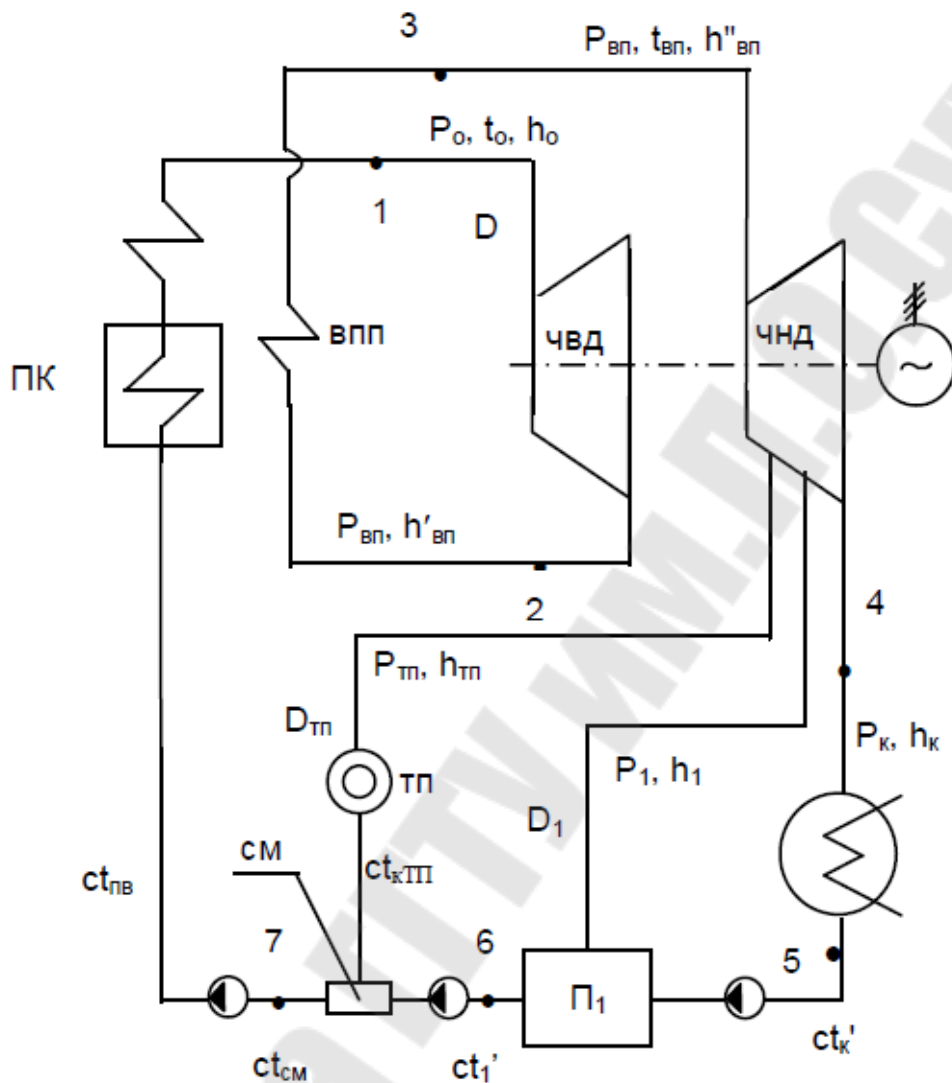


Рис. 2.4.1. Схема теплофикационной ПТУ с вторичным пароперегревателем: ПК – паровой котел, ВПП – вторичный пароперегреватель, ЧВД и ЧНД – часть высокого и низкого давления, ТП – тепловой потребитель, П₁ – смешивающий регенеративный подогреватель, СМ – смеситель воды.

Теплофикационный цикл ПТУ с вторичным перегревом пара показан на рис. 2.4.2.

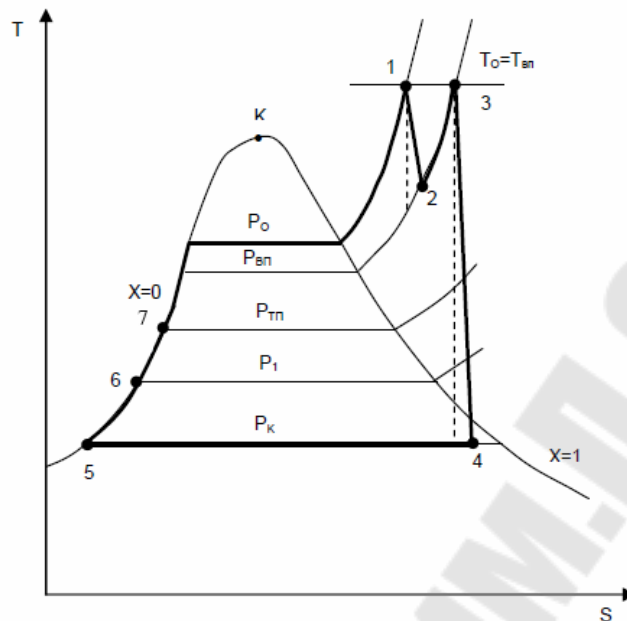


Рис. 2.4.2. Теплофикационный цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в T, s – диаграмме

Номер варианта соответствует номеру, под которым записана фамилия студента в журнале. Требуется произвести расчет по следующим исходным данным:

P_0 и t_0 – давление и температура пара перед турбиной;

$P_к$ – давление пара в конденсаторе турбины;

$P_{вп}$ и $t_{вп} = t_0$ – давление и температура пара после вторичного пароперегревателя;

$\eta_{0i}^{чвд}$ и $\eta_{0i}^{чнд}$ – внутренние относительные КПД турбины, соответственно части высокого давления и части низкого давления;

$W_э$ – электрическая мощность турбины;

$n = 2$ – количество отборов пара.

Выбор исходных данных осуществляется из таблиц П2.1 Приложения.

Цель расчета – определить внутреннюю мощность турбины, внутренний абсолютный КПД ПТУ, КПД использования теплоты топлива и коэффициент выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Работу насосов в расчетах не учитывать.

Для расчета теплофикационного цикла ПТУ определяются параметры рабочего тела в характерных точках цикла.

Таблица 2.4.1

	Точка 1	Точка 2	Точка 3	Точка 4	Точка 5	Точка 6	Точка 7
p, МПа							
t, °C							
h, кДж/кг							
s, кДж/(кг·К)							

Пользуясь значениями энтальпии рабочего тела в характерных точках цикла (табл. 2.4.1), внутренними относительными КПД турбины – $\eta_{0i}^{ЧВД}$ и $\eta_{0i}^{ЧНД}$, определите действительные значения энтальпии пара перед ВПП – h_{2i} , влажного пара на входе в конденсатор – h_{4i} , кДж/кг и пара в отборах – h_{6o} , h_{7o} , кДж/кг

$$h_{2i} = h_1 - \eta_{0i}^{ЧВД} (h_1 - h_2) \quad (2.80)$$

$$h_{4i} = h_3 - \eta_{0i}^{ЧНД} (h_3 - h_4) \quad (2.81)$$

$$h_{7o} = h_3 - \eta_{0i}^{ЧНД} (h_3 - h_{7i}) \quad (2.82)$$

$$h_{6o} = h_3 - \eta_{0i}^{ЧНД} (h_3 - h_{6i}) \quad (2.84)$$

где h_{7i} , h_{6i} – энтальпии пара в отборах в обратимом цикле (определяются по давлению в отборах и энтропии s_2), кДж/кг.

Расчет теплофикационной ПТУ проще выполнять с абсолютными, а не относительными расходами рабочего тела.

Расход пара на тепловой потребитель из отбора турбины, кг/с рассчитывается на основании заданной тепловой мощности потребителя теплоты:

$$D_{ТП} = \frac{Q_{ТП}}{h_{7o} - h_k} \quad (2.85)$$

где $Q_{ТП}$ – тепловая мощность потребителя теплоты, кВт ($Q_{ТП} = W_i$);
 $h_k = 293$ кДж/кг – энтальпия конденсата при температуре $t_k = 70$ °C возврата конденсата от теплового потребителя.

Расход пара на смешивающий регенеративный подогреватель определяется из уравнения смешения потоков

$$D_{6o} = (D - D_{ТП}) \frac{h_6 - h_5}{h_{6o} - h_5}, \quad (2.86)$$

где D – расход пара на турбину, кг/с (рассчитывается в ф.2.79).

Энтальпия питательной воды, кДж/кг

$$h_{нс} = \frac{D_{ТП} \cdot h_{\kappa} + (D - D_{ТП}) \cdot h_6}{D}. \quad (2.87)$$

Внутренняя мощность турбины, кВт

$$N_i = D(h_1 - h_2 + h_3 - h_{7o}) + (D - D_{ТП})(h_{7o} - h_{6o}) + (D - D_{ТП} - D_{6o})(h_{6o} - h_4) \quad (2.88)$$

Внутренний абсолютный КПД теплофикационной ПТУ

$$\eta_i = \frac{N_i}{D(h_1 - h_{нс} + h_3 - h_2)}. \quad (2.89)$$

КПД использования теплоты топлива

$$\eta_Q = \frac{N_i + Q_{ТП}}{D(h_1 - h_{нс} + h_3 - h_2)}. \quad (2.90)$$

Коэффициент выработки электрической энергии на тепловом потреблении

$$e = \frac{h_1 - h_2 + h_3 - h_{7o}}{(h_{7o} - h_{\kappa})}. \quad (2.91)$$

3. ПАРОКОМПРЕССИОННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

3.1 Схема, теоретический одноступенчатый цикл, принцип действия и основные процессы парокомпрессионного теплового насоса

Схема и теоретический цикл комбинированного парокомпрессионного теплового насоса показаны на рис. 3.1. В качестве теоретического цикла комбинированного ПКТН принят цикл с регенеративным теплообменником (см. рис. 3.1, б).

Рабочее вещество в состоянии перегретого пара поступает в компрессор I (см. рис. 3.1, а), где изоэнтропно сжимается до давления p_k и направляется в теплообменник системы горячего водоснабжения II. В теплообменнике происходит сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения (ГВС). Наличие теплообменника ГВС не обязательно и зависит от режима работы теплового насоса. После теплообменника рабочее вещество поступает в конденсатор III, где сначала охлаждается до состояния сухого насыщенного пара, а затем конденсируется при давлении p_k и температуре t_k . Теплота конденсации отводится в систему отопления (СО). После конденсатора рабочее вещество находится в состоянии насыщенной жидкости и поступает в регенеративный теплообменник IV, в котором происходит процесс теплообмена – жидкость охлаждается, пар после испарителя нагревается. Далее следует процесс дросселирования в дроссельном вентиле V. Рабочее вещество поступает в испаритель VI, где происходит процесс кипения при давлении p_0 и температуре t_0 с отводом теплоты к потребителю холода (ПХ). После испарителя пар рабочего вещества направляется в регенеративный теплообменник и далее в компрессор.

Основные процессы цикла (см. рис. 3.1, б) следующие: а-1 – перегрев рабочего вещества в регенеративном теплообменнике; 1-2 – сжатие пара рабочего вещества в компрессоре; 2-3 – сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения; 3-4 – конденсация с отводом теплоты в систему отопления; 4-5 – охлаждение рабочего вещества в теплообменнике; 5-6 – дросселирование в дроссельном вентиле; 6-а – кипение рабочего вещества в испарителе с отводом теплоты к потребителю холода.

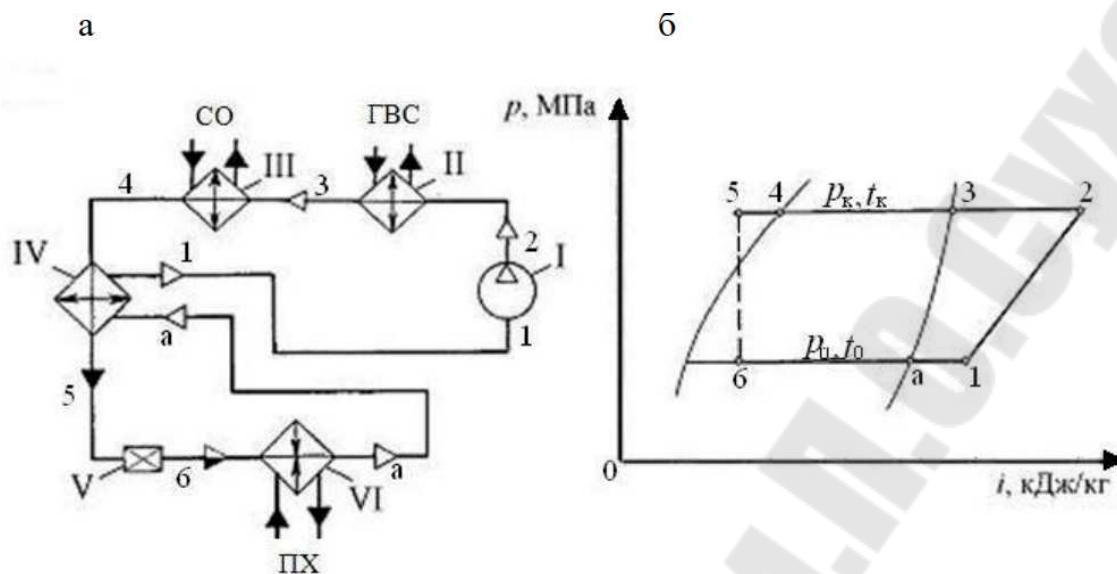


Рис.3.1. Комбинированный парокомпрессионный тепловой насос с регенеративным теплообменником
 а – схема теплового насоса; б – процессы на p - i -диаграмме;
 p_0, p_k – давления кипения и конденсации рабочего вещества

3.1.1 Методика расчета теоретического одноступенчатого цикла комбинированного парокомпрессионного теплового насоса с регенеративным теплообменником

Исходные данные к задаче приведены в табл. ПЗ.1

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Параметры	Точки						
	а	1	2	3	4	5	6
$p, \text{МПа}$							
$t, ^\circ\text{C}$							
$i, \text{кДж/кг}$							
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	-		-	-	-	-	-

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг ,

$$q_0 = i_a - i_6 \quad (3.1)$$

Теплота, отводимая от 1 кг рабочего вещества в конденсаторе, кДж/кг,

$$q_k = i_2 - i_4 \quad (3.2)$$

Удельная объемная теплопроизводительность, кДж/м³,

$$q_v = \frac{q_k}{v_1} \quad (3.3)$$

Удельный тепловой поток, отводимый в систему ГВС, кДж/кг,

$$q'_k = i_2 - i_3 \quad (3.4)$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг,

$$l_s = i_2 - i_1 \quad (3.5)$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с,

$$G_a = \frac{Q_k}{q_k} \quad (3.6)$$

Теплота, отводимая от рабочего вещества в конденсаторе, кВт,

$$G_k = G_a q_k \quad (3.7)$$

Объемный расход рабочего вещества, м³/с,

$$V = G_a v_1 \quad (3.8)$$

Изоэнтропная мощность, кВт,

$$N_s = G_a l_s \quad (3.9)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_s} \quad (3.10)$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_k}{N_s} \quad (3.10)$$

3.2 Схема, теоретический двухступенчатый цикл, принцип действия и основные процессы комбинированного парокомпрессионного теплового насоса

Схема и теоретический цикл двухступенчатого комбинированного парокомпрессионного теплового насоса представлены на рис. 3.2. В качестве теоретического двухступенчатого цикла ПКТН принят цикл с теплообменниками (см. рис. 3.2, б).

Рабочее вещество поступает в компрессор первой ступени в состоянии 1. Процесс 1-2 – изэнтропное сжатие в компрессоре первой ступени I. Состояние 3 определяется смешением рабочего вещества первой ступени и пара, который поступает из жидкостного теплообменника VI. Процесс 3-4 – изэнтропное сжатие в компрессоре второй ступени II. В состоянии 4 рабочее вещество входит в теплообменник горячего водоснабжения III. Процесс 4-5 – сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения. После теплообменника рабочее вещество в состоянии 5 поступает в конденсатор IV. Процесс 5-6 – конденсация пара рабочего вещества с отводом теплоты в систему отопления. Процессы 6-7 и 7-8 – охлаждение рабочего вещества в парожидкостном теплообменнике V за счет пара, идущего из испарителя, и в теплообменнике VI за счет кипения жидкости при температуре t_m , которая подается через дроссельный вентиль VII. Пар, образовавшийся в теплообменнике VI, отсасывается компрессором второй ступени. Охлажденное рабочее вещество в состоянии 8 дросселируется в основном дроссельном вентиле VIII (процесс 8-9) и поступает в испаритель IX. Процесс 9-12 – кипение рабочего вещества в испарителе с отводом теплоты к потребителю хо-

лода. В состоянии 12 рабочее вещество выходит из испарителя и, пройдя через теплообменник V (процесс 12-1), всасывается компрессором первой ступени.

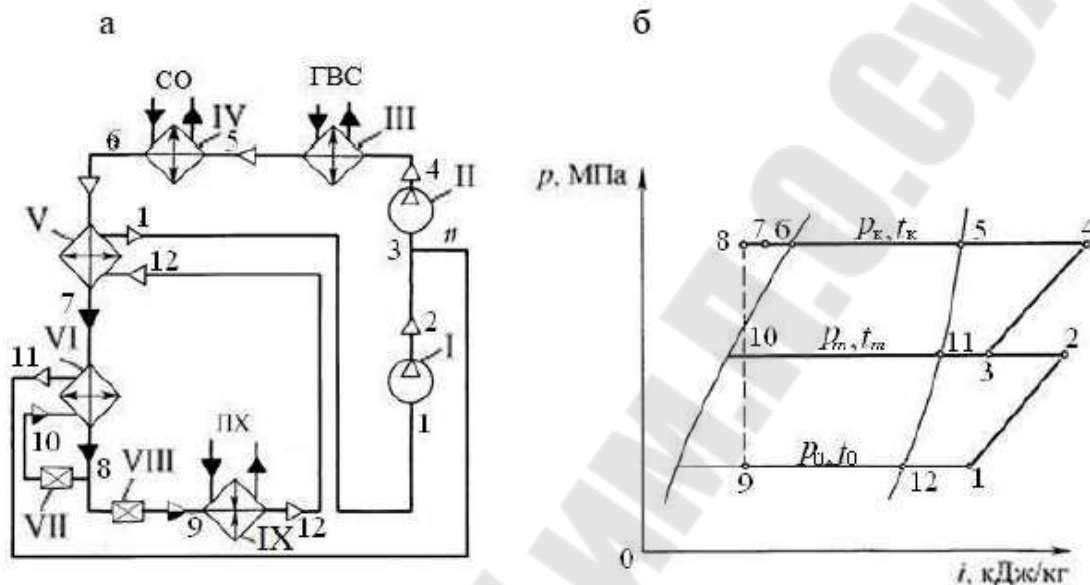


Рис.3.2. Комбинированный парокompрессионный тепловой насос с теплообменниками: а – схема теплового насоса; б – процессы на p - i диаграмме; p_0 , p_k – давления кипения и конденсации рабочего вещества; p_m – промежуточное давление рабочего вещества

3.2.1 Методика расчета теоретического двухступенчатого цикла комбинированного парокompрессионного теплового насоса с теплообменниками

Исходные данные к задаче приведены в табл. ПЗ.1

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Параметры	Точки											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
p , МПа												
t , °С												
i , кДж/кг							-					
v , м ³ /кг		-		-	-	-	-	-	-	-	-	-

Промежуточное давление, МПа,

$$p_m = \sqrt{p_k p_0} \quad (3.11)$$

Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг,

$$q_0 = i_{12} - i_9 \quad (3.12)$$

Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м³

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} \quad (3.13)$$

Удельная теплота, отводимая от рабочего вещества в конденсаторе, кДж/кг,

$$q_k = i_4 - i_6 \quad (3.14)$$

Удельный тепловой поток, отводимый в систему ГВС, кДж/кг,

$$q'_k = i_5 - i_6 \quad (3.15)$$

Массовый расход рабочего вещества в ступени I, кг/с,

$$G_a^I = \frac{Q_0}{q_0} \quad (3.16)$$

Массовый расход рабочего вещества в ступени II, кг/с,

$$G_a^{II} = G_a^I \frac{(i_{11} - i_8) - (i_1 - i_{12})}{i_{11} - i_6} \quad (3.17)$$

Теплота, отводимая от рабочего вещества в конденсаторе, кВт,

$$Q_k = G_a^I q_k \quad (3.18)$$

Энтальпия рабочего вещества при всасывании в компрессор ступени II, кДж/кг,

$$i_3 = \frac{G_a^I}{G_a^{II}}(i_2 - i_{11}) - i_{11} \quad (3.19)$$

Энтальпия рабочего вещества при выходе из парожидкостного теплообменника (точка 7), кДж/кг

$$i_7 = i_6 - \frac{G_a^I}{G_a^{II}}(i_1 - i_{12}) \quad (3.20)$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора ступени I, кДж/кг,

$$l_s^I = i_2 - i_1 \quad (3.21)$$

Изоэнтропная мощность компрессора ступени I, кВт,

$$N_s^I = G_a^I l_s^I \quad (3.22)$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора ступени II, кДж/кг,

$$l_s^{II} = i_4 - i_3 \quad (3.23)$$

Изоэнтропная мощность компрессора ступени II, кВт,

$$N_s^{II} = G_a^{II} l_s^{II} \quad (3.24)$$

Объемный расход рабочего вещества ступени I, м³/с,

$$V^I = G_a^I v_1 \quad (3.25)$$

Объемный расход рабочего вещества ступени II, м³/с,

$$V^H = G_a^H v_3 \quad (3.26)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_s^I + N_s^H} \quad (3.27)$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_k}{N_s^I + N_s^H} \quad (3.28)$$

4. НЕТРАДИЦИОННЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ ДЛЯ АСТ

4.1. Солнечные системы ГВС

Система солнечного нагрева воды для бытовых нужд будет установлена на доме, расположенном на широте φ° с.ш. Коллектор для нагрева жидкости используют в системе солнечного теплоснабжения дома, причем система должна обеспечить нагрев воды для семьи из N человек, каждый из которых ежедневно расходует $V_{г.в}$ литров воды при температуре $T_{г.в} = 55^\circ\text{C}$. Температура водопроводной воды в данном городе составляет $T_{х.в} = 15^\circ\text{C}$. Коллекторы устанавливаются под углом β к горизонту и ориентируются строго на юг. Объем воды в баке-аккумуляторе равен 75 л. Рассчитать долю тепловой нагрузки, обеспечиваемой за счет солнечной энергии, при площади коллектора 2, 4 и 6 м².

Исходные данные приведены в табл.П4.1 Приложения.

Методика расчета

Для среднего дня каждого месяца рассчитывают количество солнечной энергии, поступающей на наклонную поверхность коллектора солнечной энергии (КСЭ), для чего определяют угол склонения Солнца δ по формуле (4.1), часовые углы захода Солнца для горизонтальной ω_3 и наклонной ω'_3 поверхностей по формулам (8.2) и (8.3), среднемесячные коэффициенты пересчета солнечной радиации $R_{п}$ и R по формулам (8.4) и (8.5), среднемесячное дневное количество солнечной энергии E_k , поступающей на поверхность коллектора солнечной энергии (КСЭ), по формуле (8.6), результаты расчетов представляются в форме табл. 8.1:

Угол склонения Солнца в данный день n :

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \quad (4.1)$$

На рис. 4.1 показаны основные углы, используемые в приведенных формулах.

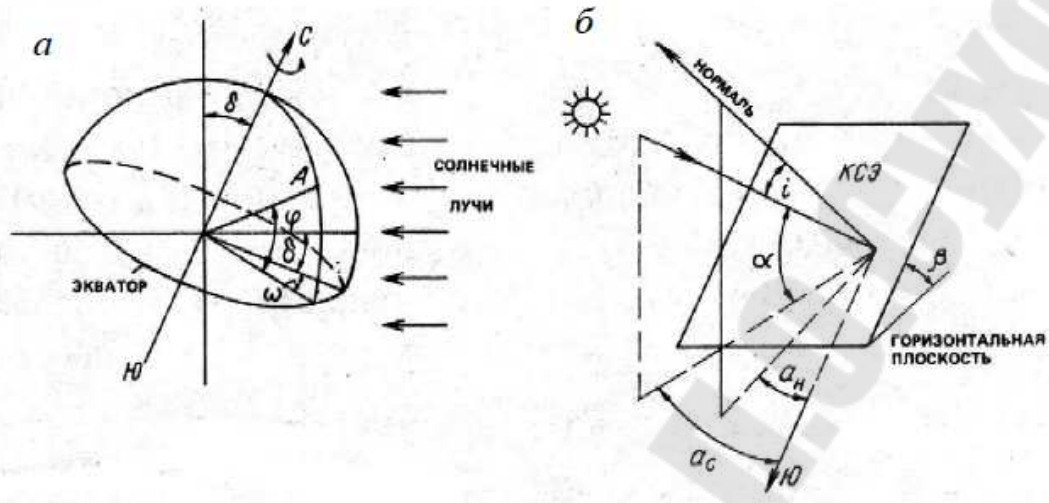


Рис. 4.1. Углы, характеризующие положение точки на земной поверхности (а) и наклонной поверхности коллектора солнечной энергии (б) относительно солнечных лучей: φ – широта местности; ω – часовой угол; δ – склонение Солнца; i – угол падения солнечных лучей на наклонную поверхность КСЭ; α – угол высоты Солнца; α_c – азимут Солнца; α_n – азимут наклонной поверхности

Часовой угол захода (восхода) Солнца для поверхности: горизонтальной:

$$\omega_3 = \arccos(-\operatorname{tg}\varphi \cdot \operatorname{tg}\delta) \quad (4.2)$$

наклонной:

$$\omega'_3 = \min\{\omega_3, \arccos[-\operatorname{tg}(\varphi - \beta) \cdot \operatorname{tg}\delta]\} \quad (4.3)$$

В качестве ω'_3 принимается меньшая из двух величин, указанных в фигурных скобках.

Значения среднемесячных величин E , E_d , и температуры наружного воздуха T_B для различных географических пунктов приведены в (табл. П4.1).

Среднемесячная величина коэффициента R_n

$$R_n = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \sin \omega'_3 + \frac{\pi}{180} \cdot \omega'_3 \cdot \sin(\varphi - \beta) \cdot \sin \delta}{\cos \varphi \cdot \cos \delta \cdot \sin \omega_3 + \sin \varphi \cdot \sin \delta \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \omega'_3} \quad (4.4)$$

где φ – ширина местности, град;

δ – склонение Солнца, град;

ω_3 и ω'_3 – часовой угол захода Солнца на горизонтальной и наклонной поверхностях, град.

Для наклонной поверхности с южной ориентацией

$$R = \left(1 - \frac{E}{E_d}\right) R_n + \frac{1 + \cos \beta}{2} + \rho \cdot \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad (4.5)$$

где E_d – среднемесячное дневное количество диффузной (рассеянной) солнечной энергии, поступающей на горизонтальную поверхность, МДж/(м²·день);

R_n – коэффициент пересчета прямого излучения с горизонтальной на наклонную поверхность;

β – угол наклона КСЭ к горизонту, град;

ρ – коэффициент отражения для подстилающей поверхности Земли. Обычно летом $\rho = 0,2$, а зимой при наличии снежного покрова $\rho = 0,7$.

Среднемесячное дневное количество суммарной солнечной энергии, МДж/(м²·день), поступающей на наклонную поверхность КСЭ:

$$E_k = R \cdot E \quad (4.6)$$

где R – отношение среднемесячных дневных количеств солнечной радиации, поступающих на наклонную и горизонтальную поверхности;

E – среднемесячное дневное количество суммарного солнечного излучения, поступающего на горизонтальную поверхность, МДж/(м²·день).

Таблица 4.1.1

Месяц	E , МДж/(м ² ·день)	$E_{дз}$, МДж/(м ² ·день)	δ , град	ω_3 , град	ω'_3 , град	R_n	R	E_k , МДж/(м ² ·день)
Апрель								
Май								
Июнь								
Июль								
Август								
Сентябрь								

Затем необходимо определить месячные тепловые нагрузки ГВС. Средняя суточная тепловая нагрузка

$$Q_{Г.В} = Q_{Г.В}^{сум} \cdot n_{д} = 4.19 \cdot 10^3 \cdot V_{Г.В} \cdot (T_{Г.В} - T_{Х.В}) \cdot N \cdot n_{д} \quad (4.7)$$

где $Q_{Г.В}^{сум}$ – суточный расход теплоты на горячее водоснабжение, кДж;

$n_{д}$ – число дней в данном месяце;

$V_{Г.В}$ – суточный расход горячей воды на 1 человека по нормам, м³/(день·чел.);

$T_{Г.В}$, $T_{Х.В}$ – температуры горячей и холодной воды, °С;

N – число жителей.

В табл. 4.1.2 приведены значения максимальной температуры теплоносителей T_t , оптического КПД η_0 , коэффициента теплопотерь K_k основных типов КСЭ.

Таблица 4.1.2

Основные технические данные КСЭ

Тип коллектора	$T_t, ^\circ\text{C}$, максимальное значение	η_0	$K_k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Неселективный плоский КСЭ: с однослойным остеклением НПК-1	80	0,7-0,85	7-10
с двухслойным остеклением НПК-2	80	0,65-0,8	4-6
без остекления	80	0,9-0,95	18-22
Селективный плоский КСЭ: с однослойным остеклением СПК-1	100	0,65-0,8	4,5-6
с двухслойным остеклением СПК-2	100	0,6-0,75	3-4
Фоклин (коэффициент концентрации 1,5)	120	0,6	0,7-0,8
Вакуумированный стеклянный трубчатый коллектор ВСТК	120-250	0,5-0,75	1-2

Доля f месячной тепловой нагрузки, обеспечиваемой за счет солнечной энергии, есть функция безразмерных комплексов X и Y , определяемых выражениями (4.8) и (4.9). Эти комплексы должны рассчитываться для соответствующих месяцев года при каждом заданном значении площади коллектора. Уравнения (4.8) и (4.9) следует переписать так, чтобы в левых частях стояли величины X/F_k и Y/F_k , которые представлены в столбцах 5 и 7 табл. 4.1.3.

$$X = \frac{F_k K_k (T_A - T_B) \Delta t}{Q_{Г.В}} \quad (4.8)$$

$$Y = \frac{F_k \eta_0 E_k n_D}{Q_{Г.В}} \quad (4.9)$$

где T_A – базисная температура, принятая равной 100°C ;
 T_B – среднемесячная температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$;

Δt – число секунд в месяце;

E_k – среднемесячный дневной приход суммарной солнечной радиации на наклонную поверхность коллектора, Дж/(м²·день).

Безразмерные комплексы X и Y имеют определенный физический смысл: Y можно трактовать как отношение количества энергии, поглощаемой пластиной коллектора в течение месяца, к полной тепловой нагрузке; X – отношение месячных тепловых потерь коллектора при базисной температуре к полной месячной тепловой нагрузке.

Поправочный коэффициент для систем горячего водоснабжения

$$X_c/X = \frac{11.6 + 1.18T_{Г.В} + 3.86T_{Х.В} - 2.32T_B}{100 - T_B} \quad (4.10)$$

Таблица 4.1.3

Месяц	Число дней в месяце	Число секунд в месяце	$Q_{Г.В}$, Дж	$100 - T_B$, °С	X/F_k , м ²	E_k , МДж/(м ² ·день)	Y/F_k , м ²
	1	2	3	4	5	6	7
Апрель							
Май							
Июнь							
Июль							
Август							
Сентябрь							

Данные о среднемесячной температуре наружного воздуха можно найти в справочнике метеоданных, а значение базисной температуры равно 100 °С (столбец 4 табл. 4.1.3). Среднемесячный дневной приход радиации на наклонную поверхность приведен в табл. 8.1 (столбец 6 табл. 4.1.1).

Для системы горячего водоснабжения значения X/F_k , указанные в столбце 5 табл. 4.3, необходимо умножить на поправочный коэффициент, даваемый выражением (4.10). Заметим, что этот коэффициент зависит от T_B и изменяется от месяца к месяцу. Скорректированные значения X/F_k представлены в столбце 1 табл. 4.1.4.

Умножая X/F_k и Y/F_k на площадь коллектора, получаем X и Y (см. табл. 4.4). Значения этих комплексов при различной площади коллекто-

ра приведены в столбцах 3 и 4 для соответствующих месяцев года. Доля месячной нагрузки f , обеспечиваемой за счет солнечной энергии, определяется в зависимости от X и Y с помощью уравнения (4.11). Значения f указаны в столбце 5. Месячное количество солнечного тепла (столбец 6) определяется умножением f на месячную нагрузку горячего водоснабжения.

Зависимость между X , Y и f можно аппроксимировать следующим уравнением:

$$f = 1.029Y - 0.065X - 0.245Y^2 + 0.0018X^2 + 0.0215Y^3 \quad (4.11)$$

где $0 < Y < 3$ и $0 < X < 18$.

Таблица 4.1.4

Месяц	X/F_k	Y/F_k	Площадь коллектора, м ²												
			2				4				6				
			X	Y	f	$fQ_{Г.В}$	X	Y	f	$fQ_{Г.В}$	X	Y	f	$fQ_{Г.В}$	
			1	2	3	4	5	6	3	4	5	6	3	4	5
Апрель															
Май															
Июнь															
Июль															
Август															
Сентябрь															
Сумма															
Доля сезонной нагрузки, обеспечиваемой за счет солнечной энергии															

Доля сезонной нагрузки, обеспечиваемой за счет солнечной энергии, равна отношению сезонного количества солнечного тепла (сумма столбца 6 табл. 4.1.3) к сезонной тепловой нагрузке (сумма сезонных расходов теплоты, рассчитанных по формуле 4.7). Результаты расчетов должны быть представлены графически в виде зависимости доли сезонной нагрузки, обеспечиваемой за счет солнечной энергии, от площади коллектора. Затем следует рассчитать сезонную экономию топлива, обеспечиваемую использованием солнечной энергии, по соотношению (4.12).

Годовая экономия топлива, тонн условного топлива, обеспечиваемая использованием солнечной энергии:

$$B = \frac{f_{год} Q_n^{год}}{Q_T \eta_{ТГ}} \quad (4.12)$$

где $f_{год}$ – годовая степень замещения;

$Q_n^{год}$ – годовая нагрузка теплоснабжения, ГДж/год;

Q_T – теплота сгорания топлива, отнесенная к 1 тонне условного топлива;

$\eta_{ТГ}$ – КПД теплогенерирующей установки, равный 0,45 и 0,6 для индивидуальных теплогенераторов на твердом и жидком (газообразном) топливе и 0,6–0,7 и 0,7–0,8 для котельных производительностью 20–100 ГДж/ч и более на твердом и жидком (газообразном) топливе.

4.2 Солнечная электростанция

Солнечная электростанция в Беларуси мощностью P_n . Определите коэффициент использования номинальной мощности солнечной электростанции. Индекс освещенности: в июне – $K_{ти}$ – 0,8 в декабре – $K_{тд}$ – 0,2, количество солнечных часов (в том числе с переменной облачностью) $N_{солн}$, максимальное (расчетное) значение плотности потока солнечного излучения $0,8 \text{ кВт/м}^2$. Затраты на строительство фотоэлектрической электростанции C_k . Тариф на электроэнергию, получаемую от нетрадиционных источников энергии, C_a .

Определите годовую выработку электроэнергии солнечной электростанции в условиях Беларуси, экономический эффект от внедрения солнечной электростанции, капитальные затраты на строительство, срок окупаемости затрат. Дополнительная выгода от внедрения СЭС составляет 5%, дополнительные эксплуатационные затраты – 25%.

Исходные данные приведены в табл. П4.2 Приложения

Методика расчета

Срок окупаемости солнечной энергоустановки, лет

$$T_{ок} = \frac{C_k}{C_a K_i 8760 \cdot (1 + k_s - k_z)} \quad (4.13)$$

Коэффициент использования

$$K_i = \frac{N_{солн} K_{тсп}}{8760} \quad (4.14)$$

где $N_{солн}$ - количество солнечных часов в году;

$K_{тсп}$ - среднегодовое значение индекса ясности;

G_m - максимальное значение плотности потока солнечного излучения, кВт/м².

Годовая выработка электроэнергии солнечной электростанции в условиях Беларуси, кВт·ч

$$W = P_n K_i 8760 \quad (4.15)$$

Экономический эффект от внедрения СЭС

$$S = C_a W (1 + k_s - k_z) \quad (4.16)$$

Капитальные затраты на строительство.

$$K = P_n C_k \quad (4.17)$$

Расчет представьте в табл.4.5.

Таблица 4.5

Определение коэффициента использования номинальной мощности и срока окупаемости СЭС

Наименование показателя	Значение
Максимальная плотность потока солнечного облучения в июне, кВт/м ²	
Максимальная плотность потока солнечного облучения в декабре, кВт/м ²	
Индекс ясности в июне, $K_{\text{ти}}$	
Индекс ясности в декабре, $K_{\text{ти}}$	
Средний за год индекс ясности, $K_{\text{ср}}$	
Количество солнечных часов в году	
Коэффициент использования номинальной мощности, K_i	
Удельные капитальные затраты, дол./кВт*ч установленной мощности, C_k	
Стимулирующий тариф на электроэнергию, дол./кВт*ч, C_a	
Дополнительная выгода от снижения выбросов парниковых газов, %, k_s	
Дополнительные эксплуатационные затраты, %, k_z	
Установленная мощность установки, кВт, P_n	
Годовая выработка электроэнергии, кВт*ч, W	
Капитальные затраты, дол, K	
Годовой экономический эффект, дол, S	
Срок окупаемости, лет, $T_{\text{ок}}$	

4.3 Ветроэнергетическая установка

Определите коэффициент использования, капитальные затраты на строительство, годовую выработку электроэнергии, экономический эффект от выработки электроэнергии и срок окупаемости двух ВЭУ мощностью P_n , кВт, при среднегодовой скорости ветра на стандартной высоте v_b , м/с, расчетной скорости ветра **11 м/с**, стимулирующем тарифе на электроэнергию C_a , долл./кВт*ч при:

1) высоте мачты h_1 , м и удельной стоимости C_{k1} , долл. за 1 кВт установленной мощности;

2) высоте мачты h_2 , м и удельной стоимости C_{k2} , долл. за 1 кВт установленной мощности.

Коэффициенты, учитывающие дополнительную выгоду и дополнительные эксплуатационные затраты k_z , k_s .

Исходные данные приведены в табл.П4.3 Приложения.

Методика расчета

Годовое производство электроэнергии, кВт·ч

$$W = P_H K_i \cdot 8760 \quad (4.18)$$

где P_H - номинальная мощность установки соответствует расчетной скорости ветра;

K_i - коэффициент использования номинальной мощности установки, т. е. отношение фактически вырабатываемой электроэнергии к количеству электроэнергии, которое могло бы быть произведено ВЭУ при постоянной скорости ветра, равной расчетной скорости в течение всего года. Коэффициент использования номинальной мощности установки определяется из табл.4.3.1.

Таблица 4.3.1

Коэффициент использования номинальной мощности ВЭУ

Среднегодовая скорость ветра на стандартной высоте, м/с	Высота башни, м	Расчетная скорость ветра на высоте оси ветроколеса, м/с				
		7,0	9,0	11,0	13,0	15,0
6	50	0,629	0,494	0,358	0,25	0,175
	70	0,678	0,547	0,408	0,290	0,202
	90	0,718	0,594	0,451	0,323	0,226
	110	0,754	0,635	0,488	0,352	0,248
5,5	50	0,591	0,447	0,314	0,213	0,145
	70	0,644	0,505	0,364	0,251	0,172
	90	0,688	0,554	0,406	0,283	0,194
	110	0,726	0,596	0,444	0,311	0,215
5	50	0,544	0,395	0,267	0,176	0,117
	70	0,602	0,455	0,315	0,201	0,141
	90	0,649	0,504	0,356	0,240	0,162
	110	0,690	0,548	0,393	0,267	0,181
4,5	50	0,511	0,360	0,236	0,152	0,101
	70	0,577	0,426	0,288	0,189	0,126
	90	0,650	0,481	0,334	0,222	0,149
	110	0,676	0,530	0,375	0,252	0,170
4	50		0,278	0,171		
	70		0,336	0,212		
	90		0,385	0,248		
	110		0,429	0,281		
3,5	50		0,195	0,113		
	70		0,241	0,142		
	90		0,281	0,168		
	110		0,317	0,192		

Капитальные затраты на строительство, у.е.

$$S = W \cdot (1 + k_s - k_z) \cdot C_A \quad (4.19)$$

где k_s - коэффициент, учитывающий дополнительную выгоду от сокращения выброса парниковых газов;

k_z - коэффициент, учитывающий дополнительные эксплуатационные затраты при внедрении ветроэлектростанции, которые включают: 1) издержки на техническое обслуживание и текущий ремонт; 2) отчисления на погашение процентной ставки за кредит; 3) отчисления за эксплуатацию электросетей; 4) государственные отчисления (налоги).

C_A - тариф на электроэнергию (стимулирующий тариф для производителей экологически чистой электроэнергии на возобновляемых источниках).

Срок окупаемости, лет

$$T_{ок} = \frac{C_k}{C_A K_i \cdot 8760 \cdot (1 + k_s - k_z)} \quad (4.20)$$

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справ. / под общ. ред. А.В.Клименко, В.М.Зорин. – 3-е изд., перераб. и доп. - М.: МЭИ, 2004. – 630 с.
2. Соловьев, Ю.П. Вспомогательное оборудование ТЭЦ, центральных котельных и его автоматизация / Ю.П. Соловьев – М.: Энергия, 2008 – 318 с.
3. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов / Е. Я. Соколов. - 7-е изд., стер. - Москва: МЭИ, 2001. – 472 с.
4. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Книга по Требованию, 2012 – 496 с.
5. Баженов М.И., Богородский А.С. Составление и расчет принципиальной тепловой схемы паротурбинной электростанции. – М.: МЭИ, 1984.
6. Дзино А.А., Малинина О.С. Тепловые насосы: Учеб.-метод. пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2016. 43 с.
7. Холодильные машины: Учеб. / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.
8. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: Учеб. пособие / Л.С. Тимофеевский, В.И. Пекарев, Н. Н. Бухарин и др./ под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2016. – 260 с.
9. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: Методические указания к курсовой работе для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / Ю.К. Кривошеев, Н.Г. Хутская. – Минск: БНТУ, 2011. – 37 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1 Расчет тепловых нагрузок жилого района.....	3
1.1 Расчет отопительной нагрузки жилых и общественных зданий.....	4
1.2 Расчёт вентиляционной нагрузки общественных зданий.....	5
1.3 Расчёт нагрузки горячего водоснабжения.....	6
1.4 Расчёт суммарной тепловой нагрузки.....	8
1.5 Определение годовых расходов тепла жилыми и общественными зданиями	9
1.6 Построение графика расхода тепла по продолжительности тепловых нагрузок.....	10
1.7 Построение графика температур в подающем и обратном трубопроводе теплосети в зависимости от температуры наружного воздуха (графика центрального регулирования отпуска теплоты).....	12
2. Циклы паротурбинных установок.....	15
2.1 Простой цикл ПТУ	15
2.1.1 Расчет обратимого цикла ПТУ.....	17
2.1.2 Расчет необратимого цикла ПТУ	18
2.2 Цикл ПТУ с вторичным перегревом пара.....	20
2.2.1 Расчет обратимого цикла ПТУ с вторичным перегревом пара.....	22
2.2.2 Расчет необратимого цикла ПТУ с вторичным перегревом пара	23
2.3 Регенеративный цикл ПТУ	25
2.3.1 Расчет обратимого регенеративного цикла ПТУ с двумя смешивающими подогревателями.....	27
2.3.2 Расчет необратимого цикла ПТУ	30
2.4 Теплофикационный цикл ПТУ.....	33

3. Парокомпрессионные тепловые насосы.....	38
3.1 Схема, теоретический одноступенчатый цикл, принцип действия и основные процессы парокомпрессионного теплового насоса.....	38
3.1.1 Методика расчета теоретического одноступенчатого цикла комбинированного парокомпрессионного теплового насоса с регенеративным теплообменником.....	39
3.2 Схема, теоретический двухступенчатый цикл, принцип действия и основные процессы комбинированного парокомпрессионного теплового насоса.....	41
3.2.1 Методика расчета теоретического двухступенчатого цикла комбинированного парокомпрессионного теплового насоса с теплообменниками.....	42
4. Нетрадиционные источники энергии для АСТ.....	46
4.1. Солнечные системы ГВС.....	46
4.2 Солнечная электростанция.....	53
4.3 Ветроэнергетическая установка.....	56
Список использованной литературы.....	59
Приложение.....	62

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1.1

Число жителей района теплоснабжения

Вариант	Число жителей района, <i>m</i> , тыс. чел.	Вариант	Число жителей района, <i>m</i> , тыс. чел.
1	12	13	3
2	7	14	5
3	9	15	7.5
4	5	16	11
5	8	17	10
6	6	18	4
7	13	19	10
8	6.5	20	7
9	7	21	9
10	10.5	22	5
11	5	23	8
12	8	24	14

Таблица П1.2

Норма жилой площади

Последняя цифра шифра	Норма жилой площади на 1 жителя района, <i>e</i> , м ² /чел
0	13
1	8.5
2	11
3	9
4	14
5	10
6	16
7	15
8	12
9	9.5

Таблица П1.3

Климатические данные городов

Вариант	Город	Продолжительность отопительного периода, n_o , сут.	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования систем отопления, $t_{н,о}$, °С	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования систем вентиляции, $t_{н,в}$, °С	Средняя температура наружного воздуха за отопительный период, $t_{ср,от}$, °С
1	Архангельск	251	-32	-19	-4,7
2	Астрахань	172	-22	-8	-1,6
3	Брянск	206	-24	-13	-2,6
4	Воронеж	199	-25	-14	-3,4
5	Волгоград	182	-22	-13	-3,4
6	Горький	218	-30	-16	-4,7
7	Златоуст	232	-30	-20	-6,6
8	Иваново	217	-28	-16	-4,4
9	Казань	218	-30	-18	-5,7
10	Курск	198	-24	-14	-3,0
11	С.-Петербург	219	-25	-11	-2,2
12	Магнитогорск	218	-34	-22	-7,9
13	Махачкала	151	-14	-2	+2,6
14	Минск	203	-25	-10	-1,2
15	Москва	205	-25	-14	-3,2
16	Нижний Тагил	238	-34	-21	-6,6
17	Оренбург	201	-29	-20	-8,1
18	Орск	204	-29	-21	-7,9
19	Пенза	206	-27	-17	-5,1
20	Пермь	226	-34	-20	-6,4
21	Петрозаводск	237	-29	-14	-2,9
22	Ростов-на Дону	175	-22	-8	-1,1
23	Рязань	212	-27	-16	-4,2
24	Саратов	198	-25	-16	-5,0
25	Свердловск	228	-31	-20	-6,4

Таблица П1.4

Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной ниже данной

Город	Температура наружного воздуха, °С									
	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
Архангельск	1	10	48	150	380	820	1580	2670	4300	6024
Астрахань	-	-	3	32	114	291	601	1238	2460	4128
Брянск	-	-	2	17	89	356	870	1730	3210	4950
Воронеж	-	-	7	34	144	470	1020	1850	3380	4780
Волгоград	-	-	1	13	126	420	930	1650	3100	4368
Горький	-	2	25	99	281	685	1350	2320	3820	5230
Златоуст	-	5	48	190	490	1100	2050	3060	4200	5560
Иваново	-	5	42	102	275	635	1300	2070	3800	5210
Казань	-	1	20	117	328	790	1520	2480	3800	5230
Курск	-	-	3	15	97	343	872	1740	3260	4750
С.-Петербург	-	-	-	21	83	273	708	1533	2878	5240
Магниторск	7	26	65	190	566	1250	2560	3360	4100	5250
Махачкала	-	-	-	-	3	18	72	260	1030	3620
Минск	-	-	4	19	71	232	635	1344	2745	4860
Москва	-	3	15	47	172	418	905	1734	3033	4910
Нижний Тагил	5	19	50	154	465	1030	2340	3300	4080	5700
Оренбург	-	5	35	166	500	1060	1810	2640	3770	4820
Орск	-	3	30	202	620	1250	2010	2760	3900	4890
Пенза	-	2	11	55	232	670	1420	2390	3670	4950
Пермь	3	15	75	220	504	1050	1840	2850	4080	5420
Петрозаводск	-	-	4	40	172	480	1070	2050	3890	5690
Ростов-на Дону	-	-	-	5	41	178	494	1130	2720	4200
Рязань	-	1	13	58	187	540	1170	2080	3620	5100
Саратов	-	-	2	38	232	665	1320	2200	2570	4780
Свердловск	1	11	54	198	494	1070	1980	3020	4000	5470

Таблица П1.5

Нормы по количеству общественных зданий для теоретического района с населением 10000 чел. Отопительные и вентиляционные характеристики общественных зданий

Наименование общественных зданий	Кол-во зданий	Объем одного здания по наружному обмеру, м ³	Внутренняя расчетная температура, °С	Отопительная характеристика здания, Дж/(с·м ³ ·К)	Вентиляционная характеристика здания, Дж/(с·м ³ ·К)
Общеобразовательные школы	2	23752	16	0,38	0,094
Дет. сады, ясли	3	8846,16	20	0,40	0,117
Столовая (кафе)	1	4566,56	16	0,44	0,833
Баня	1	4919	25	0,47	1,167
Прачечная	1	3082	15	0,47	0,944
Магазин пром- и продоваров	1	6994	15	0,44	0,117
Медпункт	1	780	20	0,47	0,292
Аптека	1	1170	16	0,47	0,292
Кинотеатр	1	6000	14	0,42	0,472

Таблица П2.1

Циклы паротурбинных установок

№ вар	P_0 , МПа	t_0 , °С	P_k , МПа	η_{oi}	η_n	$t_{вп} = t_0$	$P_{вп}$, МПа	$\eta_{oi}^{ЧВД}$	$\eta_{oi}^{ЧНД}$	$W_{э}$, МВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	4	305	0,0033	0,862	0,83	305	2	0,852	0,862	5
2	4,5	300	0,0048	0,872	0,84	300	2,5	0,862	0,872	7,5
3	5	350	0,006	0,88	0,848	350	2,7	0,87	0,88	8
4	5,5	315	0,0039	0,868	0,836	315	3	0,858	0,868	10
5	6	335	0,0051	0,876	0,844	335	3,2	0,866	0,876	9
6	6,5	305	0,0057	0,88	0,848	305	3,3	0,87	0,88	8,5
7	7	320	0,0042	0,87	0,838	320	3,8	0,86	0,87	12,5
8	7,5	325	0,0045	0,872	0,84	325	3,6	0,862	0,872	13
9	5,5	310	0,0054	0,88	0,848	310	2,9	0,87	0,88	5,5
10	5	320	0,004	0,88	0,862	320	2,9	0,87	0,88	8,0
11	4,5	300	0,0045	0,868	0,83	300	2,8	0,858	0,868	5,5
12	4	315	0,0048	0,876	0,84	315	2,4	0,866	0,876	14
13	7	335	0,0055	0,88	0,848	335	3,5	0,852	0,862	16,5
14	6,5	335	0,0037	0,87	0,836	335	3,2	0,862	0,872	18
15	6	330	0,0045	0,88	0,844	330	3	0,87	0,862	9,5
16	7,5	350	0,0054	0,88	0,848	350	3,5	0,858	0,872	11
17	4	305	0,004	0,868	0,838	305	2,1	0,866	0,88	5
18	4,5	305	0,0045	0,876	0,84	305	2,6	0,87	0,868	8
19	5	315	0,0048	0,88	0,848	315	3	0,86	0,876	9
20	5,5	320	0,0033	0,87	0,862	320	3,2	0,862	0,88	7
21	7,5	325	0,0048	0,868	0,83	325	3,8	0,87	0,87	11
22	8	345	0,006	0,876	0,84	345	4	0,87	0,872	14
23	7	320	0,0039	0,88	0,848	320	3,2	0,858	0,88	7,5
24	7,5	320	0,0051	0,87	0,84	320	3,5	0,87	0,87	8,5
25	2	260	0,003	0,88	0,83	260	1,1	0,87	0,872	4

Таблица П3.1

Парокомпрессионные тепловые насосы

№	Q ₀ , кВт	t ₀ , °C	t _к , °C	№	Q ₀ , кВт	t ₀ , °C	t _к , °C
1	5,7	-5	35	14	12,2	8	48
2	6,2	-4	36	15	12,7	9	49
3	6,7	-3	37	16	13,2	10	50
4	7,2	-2	38	17	13,7	3	51
5	7,7	-1	39	18	14,2	4	52
6	8,2	0	40	19	14,7	5	53
7	8,7	1	41	20	15,2	6	54
8	9,2	2	42	21	15,7	7	55
9	9,7	3	43	22	16,2	8	56
10	10,2	4	44	23	5	4	50
11	10,7	5	45	24	4,2	3	45
12	11,2	6	46	25	5,2	5	60
13	11,7	7	47				

Фреон – R134a

Таблица П4.1

Солнечные системы ГВС

Среднемесячное суточное поступление суммарной E и диффузной E_д солнечной радиации, МДж/(м²·день), на горизонтальную поверхность и температура наружного воздуха T_в, °C

Вариант 1						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Алматы, φ=43,4						
E	16,54	20,52	22,66	23,62	20,79	16,96
E _д	6,95	8,1	7,78	6,88	6,34	5,28
T _в	10,3	16,0	20,3	22,9	21,7	15,6
Вариант 2						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Ашхабад, φ=38						
E	18,34	24,16	26,83	26,59	24,97	20,57
E _д	7,78	8,1	7,92	7,83	6,48	5,98

T_B	16,4	22,8	27,3	29,3	27,7	22,6
-------	------	------	------	------	------	------

Библиотека ГГТУ им. П.О.Сухого

Вариант 3						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Баку, $\varphi=41,1$						
E	24,05	27,13	29,61	27,40	25,11	20,01
E _д	4,73	5,26	6,53	6,34	5,4	3,89
T _в	11,8	18,4	23,4	26,5	26,3	22,1
Вариант 4						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Ереван $\varphi=40,1$						
E	19,18	24,97	28,22	27	25,11	20,15
E _д	8,02	8,23	7,78	6,88	6,34	5,28
T _в	11,1	15,9	20,1	24,0	24,2	20,0
Вариант 5						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Киев, $\varphi=50,5$						
E	13,9	18,76	21,82	20,52	17,28	12,65
E _д	7,51	9,18	10,0	9,45	7,69	5,84
T _в	7,2	14,3	17,6	18,8	17,7	13,7
Вариант 6						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Кишинев, $\varphi=47$						
E	15,84	20,25	23,07	23,62	20,11	14,73
E _д	8,48	9,18	10,0	9,04	7,83	5,98
T _в	9,3	15,6	19,2	21,4	20,5	15,7
Вариант 7						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Москва, $\varphi=55,8$						
E	13,34	18,63	19,74	19,17	15,12	10,0
E _д	7,51	8,31	9,73	10,26	8,1	6,12
T _в	4,0	11,7	16,0	18,3	16,3	10,7
Вариант 8						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Одесса, $\varphi=46,5$						
E	16,82	21,73	24,05	23,08	20,65	15,57
E _д	7,64	8,5	8,48	7,83	6,61	5,42
T _в	8,9	15,8	20,2	22,8	21,9	17,1

Вариант 9						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Омск, $\varphi=55$						
E	15,94	19,42	21,82	20,50	15,99	11,09
E _д	7,14	8,70	9,13	8,70	7,60	5,43
T _в	1,3	10,7	16,6	18,3	15,9	10,4
Вариант 10						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Полтава, $\varphi=49,5$						
E	13,95	18,86	21,91	20,95	17,64	13,7
E _д	6,83	8,17	8,46	8,17	7,25	5,49
T _в	7,8	15,6	18,3	20,5	19,6	14,3
Вариант 11						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Свердловск, $\varphi=57$						
E	15,5	18,52	20,67	19,45	15,26	9,63
E _д	7,53	8,77	9,37	9,06	7,58	5,43
T _в	2,6	10,1	15,6	17,4	15,1	9,2
Вариант 12						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Таллин, $\varphi=59$						
E	13,5	18,2	21,0	19,1	14,1	8,6
E _д	6,3	7,5	9,5	8,7	6,9	4,4
T _в	2,4	8,8	13,5	16,6	15,4	10,9
Вариант 13						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Ташкент, $\varphi=41,3$						
E	17,51	23,22	26,34	27,13	24,43	19,46
E _д	6,25	6,75	5,84	5,13	4,99	4,31
T _в	14,4	20,0	24,7	26,9	24,9	19,4
Вариант 14						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Тбилиси, $\varphi=41,7$						
E	16,12	19,71	22,8	22,41	20,52	15,29
E _д	7,23	7,83	7,64	7,83	6,75	5,42
T _в	11,9	17,3	21,1	24,4	24,2	19,6

Вариант 15						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Фрунзе, $\varphi=43$						
E	17,37	21,6	25,16	24,3	21,73	17,37
E _д	7,78	6,91	7,78	7,56	6,48	5,56
T _в	11,4	16,9	21,3	24,1	22,6	17,3
Вариант 16						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Братск, $\varphi=56,4$						
E	16,06	19,7	21,23	20,01	15,96	10,3
E _д	8,67	9,98	9,54	9,0	7,27	5,16
T _в	-1,5	6,2	13,3	18,0	14,8	7,8
Вариант 17						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Витебск, $\varphi=54,8$						
E	12,83	19,12	21,11	19,98	15,88	10,01
E _д	8,54	9,78	9,74	9,21	7,55	5,36
T _в	5,0	12,6	16,0	18,0	16,3	11,2
Вариант 18						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Гродно, $\varphi=53,65$						
E	12,83	19,0	21,01	19,94	15,92	11,3
E _д	8,61	10,0	10,4	10,4	7,88	5,94
T _в	6,3	13,0	16,2	18,0	16,8	12,6
Вариант 19						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Душанбе, $\varphi=38,4$						
E	17,1	24,6	28,2	29,4	26,7	21,1
E _д	8,56	9,01	9,0	9,3	8,5	6,58
T _в	15,0	19,6	24,5	26,5	24,2	19,4
Вариант 20						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Кострома, $\varphi=58$						
E	13,1	18,0	19,4	19,4	15,3	7,98
E _д	7,3	8,78	9,20	9,20	7,78	4,85
T _в	2,6	10,5	15,2	17,6	15,6	9,7

Вариант 21						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Красноярск, $\varphi=56$						
E	15,8	19,5	21,8	20,7	15,8	10,1
E _д	8,01	9,37	9,2	9,42	7,5	5,2
T _в	1,7	9,1	16,4	19,4	16,2	9,6
Вариант 22						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Кемерово, $\varphi=55,3$						
E	14,8	18,8	21,6	22,8	16,6	11,1
E _д	7,7	7,9	8,97	9,98	7,8	5,3
T _в	1,0	9,7	16,2	18,5	15,4	9,5
Вариант 23						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Могилев, $\varphi=53,8$						
E	13,3	15,1	20,9	20,3	16,4	10,2
E _д	7,0	9,1	9,98	9,98	7,8	5,5
T _в	5,4	12,9	16,4	18,2	16,6	11,6
Вариант 24						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Слуцк, $\varphi=53$						
E	13,2	19,2	19,8	19,4	16,8	10,1
E _д	7,3	9,7	9,9	9,91	8,2	5,78
T _в	6,2	13,1	16,1	17,8	16,6	12,1
Вариант 25						
Месяц	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь
Псков, $\varphi=58$						
E	12,1	18,1	19,5	19,1	14,3	8,1
E _д	6,4	8,7	9,2	9,5	7,1	4,6
T _в	4,0	11,0	15,2	17,6	15,7	10,8

Таблица П4.2

Солнечная электростанция

№	Р _н , кВт	N _{солн} , ч	С _к , дол./к Вт·ч	С _а , дол./к Вт·ч	№	Р _н , кВт	N _{солн} , ч	С _к , дол./к Вт·ч	С _а , дол./к Вт·ч
1	10	1950	910	0,1	14	75	1930	870	0,15
2	15	1750	920	0,11	15	80	1940	860	0,09
3	20	1800	930	0,12	16	85	1880	850	0,1
4	25	1920	940	0,13	17	90	1860	840	0,1
5	30	1790	950	0,14	18	95	1840	830	0,11
6	35	1760	960	0,15	19	100	1820	820	0,12
7	40	1810	970	0,09	20	105	1710	810	0,13
8	45	1830	980	0,1	21	110	1720	800	0,14
9	50	1850	990	0,1	22	12	1910	700	0,1
10	55	1870	1000	0,11	23	32	1870	850	0,14
11	60	1890	900	0,12	24	57	1790	910	0,12
12	65	1900	890	0,13	25	69	1900	770	0,11
13	70	1910	880	0,14					

Таблица П4.3

Ветроэнергетическая установка

№	W, кВт	v ₆ , м/с	С _А , дол./кВт·ч	h ₁ , м	h ₂ , м	k _z	k _s	С _{к1} , дол./кВт	С _{к2} , дол./кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	500	3,5	0,1	50	90	0,1	0,01	1000	1500
2	550	4	0,11	70	110	0,11	0,02	1100	1600
3	600	4,5	0,12	90	50	0,12	0,03	1200	1000
4	650	5	0,13	110	70	0,13	0,04	1300	1100
5	700	5,5	0,14	50	110	0,14	0,05	1400	900
6	750	6	0,15	90	70	0,15	0,06	1500	1400
7	800	3,5	0,1	70	110	0,16	0,07	1600	1800
8	850	4	0,11	110	90	0,17	0,08	1700	1600
9	900	4,5	0,12	50	90	0,18	0,09	1800	1550
10	950	5	0,13	70	110	0,19	0,1	1900	2000
11	1000	5,5	0,14	90	50	0,2	0,01	2000	850

12	1050	6	0,15	110	70	0,21	0,02	1000	900
----	------	---	------	-----	----	------	------	------	-----

Библиотека ГГТУ им. П.О.Сухого

Окончание табл. П4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
13	1100	3,5	0,1	50	110	0,22	0,03	1100	1500
14	1150	4	0,11	90	70	0,23	0,04	1200	1300
15	1200	4,5	0,12	70	110	0,24	0,05	1300	1900
16	1250	5	0,13	110	90	0,25	0,06	1400	1000
17	1300	5,5	0,14	70	110	0,26	0,07	1500	1200
18	1350	6	0,15	90	50	0,27	0,08	1600	800
19	1400	4,5	0,1	110	70	0,28	0,09	1700	1000
20	1450	5	0,11	50	110	0,29	0,1	1800	2000
21	1500	5,5	0,12	90	70	0,3	0,05	1900	900
22	1550	6	0,13	70	110	0,31	0,06	2000	1700
23	400	3,5	0,15	50	70	0,11	0,02	800	900
24	450	4	0,1	70	90	0,12	0,03	900	1200
25	520	4,5	0,11	90	50	0,13	0,04	1100	1000

АВТОНОМНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

**Практикум
для студентов специальности
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения**

**Составители: Шаповалов Александр Васильевич
Никулина Татьяна Николаевна**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 28.10.22.

Рег. № 62Е.

<http://www.gstu.by>