

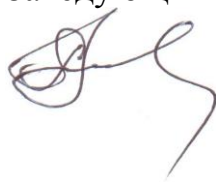
МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Институт горного дела и строительства
Кафедра «Санитарно-технических системы»

Утверждено на заседании кафедры
«Санитарно-технических системы»
«12» января 2021 г., протокол № 6

Заведующий кафедрой



Р.А. Ковалев

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению курсовой работы
по дисциплине (модулю)
«Процессы и аппараты систем ТГВ»

основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата

по направлению подготовки
08.03.01 – "Строительство"

с направленностью (профилем)
" Теплогазоснабжение и вентиляция "

Форма(ы) обучения: *очная, заочная*

Идентификационный номер образовательной программы: 080301-06-21

Тула 2021год

Разработчик(и) методических указаний

Солодков С.А. доцент, к.т.н.,
(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



(подпись)

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

В процессе выполнения работы студент закрепляет знания по расчету холодильных машин в режимах тепло- и холодоснабжения, получает возможность оценить и сравнить достоинства и недостатки традиционных и перспективных способов тепло- и холодоснабжения с использованием вторичных тепловых энергоресурсов (ВТЭР).

Объем пояснительной записки составляет 25-30 стр., графическая часть может быть выполнена на листах А-4 и входить в объем пояснительной записки, или на одном листе А-1

2. СОДЕРЖАНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

2.1 Студент должен выполнить расчеты:

- графика регулирования температуры теплоносителя и графика продолжительности тепловой нагрузки;
- количества теплоты, выработанной теплонасосной установкой (ТНУ) за отопительный период;
- тепловой расчет холодильной машины и коэффициента преобразования;
- расхода электроэнергии на циркуляцию теплоносителей;
- расчет холодильной машины для режима холодоснабжения и продолжительности нагрузки за период кондиционирования;
- расчет технико-экономических показателей

Графическая часть проекта содержит:

- принципиальные схемы систем тепло- и холодоснабжения;
- термодинамический цикл работы компрессора на диаграмме состояния хладагента;
- графики регулирования температуры и продолжительности нагрузок

2.2 Исходные данные для выполнения КР

- Район проектирования - по таблице
- Температура используемых (ВТЭР), т.е. оборотной воды – по таблице
- Расчетная отопительная нагрузка 1 МВт
- параметры теплоносителя 95-70⁰С
- Температура воздуха в помещениях 20⁰С
- Температура конденсации 60⁰С
- Теплообменная поверхность испарителя и конденсатора ТНУ, соответственно $F_u=175$ и $F_k=122 \text{ м}^2$
- Коэффициенты теплопередачи в них: $\kappa_u=500 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ и $\kappa_k=600 \text{ Вт/м}^2\text{К}$
- Напоры насосов для циркуляции воды через испаритель и конденсатор $\Delta P_u = \Delta P_k = 0,3 \text{ Мпа}$

№ варианта	Район проектирования	Температура источника ВЭР оборот. воды
1.	Архангельск	18
2.	Астрахань	20
3.	Брянск	22
4.	Воронеж	24
5.	Иваново	26
6.	Казань	28
7.	Курск	30
8.	Москва	19
9.	Тула	21
10.	Ростов-на-Дону	25

3. Расчеты циклов парокомпрессионной холодильной машины

Независимо от назначения обратного цикла (охлаждение или нагрев) узловые точки цикла и процессы изменения состояния хладагента являются однотипными.

Типичный обратный цикл в диаграмме $P-h$ приведен на рис. 1

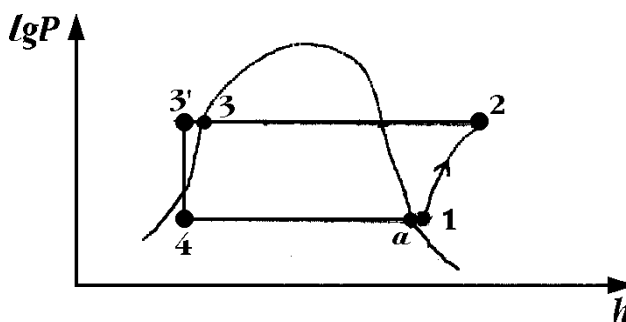


Рис.1 Узловые точки холодильного цикла:

- 1 - 2 – процесс сжатия хладагента;
- 2 - 3 – конденсация хладагента;
- 3 - 3' – переохлаждение хладагента;
- 3' - 4 – процесс дросселирования хладагента;
- 4 - a – процесс кипения хладагента;
- a - 1 - перегрев хладагента.

Из таблиц термодинамических свойств или диаграммы $\lg P-h$ выписываются все параметры хладагента в характерных точках цикла.

При всасывании в компрессор сухого насыщенного пара параметры хладагента в точке a (см. рис.) определяются по температуре кипения хладагента t_o на кривой насыщения ($x=1$).

При всасывании перегретого пара параметры в точке 1 определяются по давлению P_o , которое устанавливается по заданному значению t_o , и по заданной температуре перегрева t_l . Для фреона-12 величина перегрева на всасывании составляет 20 -30 $^{\circ}\text{C}$.

Параметры хладагента в точке 2 т.е. в конце адиабатического сжатия в компрессоре находятся следующим образом. Определяется положение изобары процесса конденсации в области перегретого пара. В области влажного пара эта изобара P_k совпадает с изотермой заданной температуры конденсации t_k . На пересечении изобары P_k с адиабатой процесса сжатия ($s_l=\text{const}$) находится искомая точка 2, определяются параметры состояния хладагента в данной точке.

Удельная работа компрессора при изэнтропном сжатии

$$l=h_a-h_1, \text{ кДж/кг}.$$

Параметры хладагента в точке 2' на правой пограничной линии насыщения соответствуют его состоянию после снятия теплоты перегрева, на левой пограничной линии ($x=0$) в точке 3 – состоянию после конденсации. Положение точки 3 определяется пересечением изотермы температуры конденсации t_k с левой пограничной линией.

Точка 3', характеризующая состояние жидкого хладагента в конце процесса его переохлаждения 3-3', определяется пересечением изобары P_k с изоэнтальпой $h_{3'-4}$. Величина переохлаждения составляет обычно 10-20 кДж/кг.

Удельная теплота конденсации (теплопроизводительность конденсатора)

$$q_k=h_2-h_{3'}, \text{ кДж/кг}$$

Процесс дросселирования жидкого хладагента, т.е. понижения его давления от P_k до P_o , является изоэнтальпийным, поэтому положение точки 4 определяется пересечением изоэнтальпы $h_{3'-4}$ с изобарой кипения хладагента P_o .

Удельная холодопроизводительность

$$q_o=h_a-h_4, \text{ кДж/кг}.$$

Параметры хладагента: давление, температуру, удельную энтальпию, удельный объем, энтропию (P, T, h, v, S) узловых точек всех расчетных циклов следует свести в таблицу.

Для каждого из интервалов стояния температур наружного воздуха, в которых температура «обратной» воды ниже предельной температуры конденсации рабочего тела т.е. 60°C целесообразна работа теплонасосной установки, определяются и рассчитываются характеристики ее работы, которые затем обобщаются в табличной форме.

Таблица I

Параметр	Точки					
	a	1	2	3	3'	4
P, МПа						
T, К						
h, кДж / кг						
v, м ³ / кг						

1. Удельная массовая и объемная холодопроизводительности рабочего тела:

$$q_0 = h_a - h_4, \text{ кДж / кг}; q_V = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж / м}^3,$$

где v_1 – объемная масса хладагента при всасывании в компрессор (в точке I).

2. Действительный расход рабочего тела:

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг / с}$$

3. Действительный объем, описываемый поршнями компрессора:

$$V_0 = G_0 \cdot v_1, \text{ м}^3 / \text{с}.$$

4. Степень повышения давления:

$$\pi = \frac{P_K}{P_0} = \frac{P_2}{P_1},$$

где P_K, P_0 - давление конденсации и кипения хладагента.

5. Коэффициент подачи λ для ф-12 рассчитывается по эмпирической формуле

$$\lambda = 0,906 - 0,043\pi.$$

6. Теоретический объем, описываемый поршнями:

$$V_T = \frac{V_0}{\lambda}, \text{ м}^3 / \text{с}.$$

7. Удельная адиабатная работа компрессора

$$\ell_{ad} = h_2 - h_1, \text{ кДж / кг};$$

адиабатная мощность

$$N_{ad} = G_{ad} \cdot \ell_{ad}.$$

8. Максимальная индикаторная мощность компрессора:

$$N_{i \max} = k V_T P_{0 \max},$$

где k – показатель адиабаты рабочего тела, для ф-12 $k = 1,14$;

$P_{0 \max}$ – максимальное давление кипения.

Принимаем $t_{0 \max} = +10^{\circ}\text{C}$, и по $h - \lg P$ диаграмме определяем соответствующее давление.

9. Индикаторный К.П.Д. для обычных величин $\pi \eta_i = 0,73$; тогда

$$N_i = \frac{N_{ad}}{\eta_i}.$$

10. Расход мощности на трение:

$$N_{mp} = P_{i\,mp} \cdot V_T,$$

где $P_{i\,mp} = 40 \cdot 10^3$ Па – давление трения.

11. Эффективная мощность

$$N_\ell = N_i + N_{mp}, \text{ кВт};$$

максимальную эффективную мощность

$$N_{\ell \max} = N_{i \max} + N_{mp}.$$

12. Механический К.П.Д. компрессора:

$$\eta_{\max} = \frac{N_i}{N_\ell}.$$

13. Эффективный холодильный коэффициент (или коэффициент преобразования – для теплонасосного цикла):

$$\varepsilon_\ell = \frac{Q_\ell}{N_\ell}. \quad ; \quad \mu = Q_k / N_e$$

14. Тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_K = G_o(h_2 - h_{3'}), \text{ кВт..}$$

4. РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

1. Число единиц теплопереноса в испарителе и конденсаторе :

$$N_u = \frac{K_u F_u}{G_{wu} c_w}, \quad (4.1)$$

$$N_k = \frac{K_k F_k}{G_{wk} c_w}, \quad (4.2)$$

где K_u, K_k - коэффициенты теплопередачи в испарителе и конденсаторе теплонасосной установки, F_u, F_k - их теплообменные поверхности, G_{wu}, G_{wk}, c_w - расходы воды через испаритель и конденсатор и удельная теплоемкость воды.

2. Коэффициенты эффективности охлаждения воды в испарителе и нагрева воды в конденсаторе :

$$E_u = \frac{t_{\text{всп}1} - t_{\text{всп}2}}{t_{\text{всп}1} - t_u} = 1 - e^{-N_u}, \quad (4.3)$$

$$E_k = \frac{t_{wk} - \tau_2}{t_k - \tau_2} = 1 - e^{-N_k}, \quad (4.4)$$

где t_u, t_k - температуры испарения и конденсации хладагента, $t_{\text{всп}2}, t_{wk}$ - температура охлаждаемой воды (низкотемпературного источника тепла - ВЭР) на выходе из испарителя, температура нагреваемой воды на выходе из конденсатора соответственно.

3. Текущая отопительная нагрузка :

$$Q_{oi} = Q_o^1 \frac{t_e - t_n}{t_e - t_n^1}, \quad (4.5)$$

где t_e, t_n - температура воздуха внутри помещения и наружного воздуха, t_n^1 - расчетная для системы отопления температура наружного воздуха, Q_o^1 - расчетная отопительная

нагрузка.

4. Расчетные расходы воды через конденсатор и испаритель :

$$G_{wk} = \frac{Q_o^1}{c_w (\tau_1 - \tau_2)} , \quad (4.6)$$

$$G_{wu} = \frac{f_{uw}}{\rho_w} w_u , \quad (4.7)$$

где f_{uw} - площадь живого сечения труб одного хода воды в испарителе, w_u - скорость воды в трубках испарителя, ρ_w - плотность воды.

5. Теплопроизводительность теплонасосной установки в рассчитываемом режиме :

$$Q_{ki} = G_{wk} c_w (t_{wk} - \tau_2) \quad (4.8)$$

6. Количество тепла, выработанное теплонасосной установкой Q_{mwi} и отпущенное из теплосети Q_{mi} , в каждом интервале температур :

$$Q_{mwi} = Q_{ki} n_i , \quad (4.9)$$

$$Q_{mi} = (Q_{oi} - Q_{ki}) \cdot n_i , \quad (4.10)$$

где n_i - продолжительность соответствующего интервала, ч.

7. Расход хладагента :

$$G_a = \frac{Q_{ki}}{q_k} , \quad (4.11)$$

где q_k - удельная теплопроизводительность хладагента при температуре t_k .

8. Холодопроизводительность установки :

$$Q_u = G_a q_u = G_{wu} c_w (t_{esp1} - t_u) E_u \quad (4.12)$$

9. Коэффициент преобразования (трансформации) теплового насоса :

$$\mu = \frac{Q_k}{N_e} , \quad (4.13)$$

где N_e - эффективная мощность компрессора.

10. Расход электроэнергии компрессором установки за отопительный период :

$$A_{ком} = \sum N_e n_i , \quad (4.14)$$

где N_{ei} - эффективная мощность компрессора в текущем интервале температур наружного воздуха n_i , i - количество рассчитываемых интервалов работы теплонасосной установки.

11. Расход электроэнергии насосами установки :

$$A_{нас} = \left(\frac{G_{wu} \Delta P_u}{\rho_w \eta_u} + \frac{G_{wk} \Delta P_k}{\rho_w \eta_k} \right) \cdot \sum n_i , \quad (4.15)$$

где $\sum n_i$ - продолжительность работы теплонасосной установки в отопительном периоде.

12. Количество теплоты, выработанное установкой за отопительный период :

$$Q_{mi} = \sum Q_{mwi} n_i \quad (4.16)$$

5. МЕТОДИКА РАСЧЕТА

5.1 РЕЖИМ ОТОПЛЕНИЯ

1. По климатологическим данным для заданного населенного пункта определяется продолжительность стояния каждого интервала температур наружного воздуха и соответствующая величина отопительной нагрузки по (4.5) [1].

2. По температурам наружного воздуха рассчитываются соответствующие температуры

сетевой воды в подающей и обратной магистралях t_1 и t_2 .

3. Находятся расходы воды через конденсатор по (4.6), и через испаритель по (4.7), остающиеся неизменными во всех режимах работы установки.

4. Определяется число единиц теплопереноса в конденсаторе N_k по (4.2).

5. Определяется температура воды на выходе из конденсатора при предельно допустимой температуре конденсации t_k по (4.4). Как только при расчете очередного интервала температур наружного воздуха окажется, что температура t_{wk} выше требуемой температуры t_1 по графику регулирования, то целесообразно снизить температуру конденсации до уровня, обеспечивающего эту температуру. В этом случае в формуле (4.4) принимается $t_{wk} = t_1$, искомой является величина t_k .

6. Рассчитывается теплопроизводительность установки по (4.8) и количество тепла, выработанное теплонасосной установкой и полученное из теплосети за рассчитываемый период по (4.9) и (4.10).

7. Принимая температуру перегрева хладагента на выходе из компрессора (точка 2 термодинамического цикла на рис.2) на 20 градусов выше температуры конденсации, по диаграмме состояния или по таблицам находится удельная теплопроизводительность хладагента q_k .

8. По (4.11) определяется расход хладагента G_a в данном цикле.

9. Решением уравнения (4.12) находится температура испарения хладагента t_u . Целесообразно использовать графо - аналитический способ, а именно: принимая температуру испарения ниже температуры $t_{вэп1}$ (на 2-3 градуса и более), а также величину перегрева на всасывании в компрессор 15 °C, по диаграмме состояния хладагента находится удельная холодопроизводительность q_u , а затем проверяется тождественность уравнения (4.12). При «небалансе» не более 3-5% точность найденной величины t_u может считаться приемлемой.

10. По температурным границам рассчитываемого цикла t_k и t_u , принятой величине перегрева на всасывании уточняется действительный расход хладагента, находятся коэффициент подачи λ , индикаторный и эффективный к.п.д. η_i и η_e , эффективная мощность компрессора N_e [2].

11. Рассчитывается коэффициент преобразования теплового насоса μ по (4.13).

12. Для каждого последующего интервала температур наружного воздуха повторяются пункты 5-11 методики расчета.

13. Определяется годовой расход электроэнергии компрессором теплового насоса A_k и на привод насосов A_n за отопительный период по (4.14) и по (4.15).

15. Находится суммарное количество теплоты, выработанное теплонасосной установкой за отопительный период по (4.16).

объём, описываемый поршнями V_T , м ³ /ч									
20. Мощность трения, $N_{тр}$, МВт									
21. Эффективная мощность компрессора N_l , МВт									
22. Механический КПД компрессора $\eta_{l\text{ мех}}$									
23. Эффективный коэффициент преобразования μ									

Пример расчета

Исходные данные:

г. Оренбург

$t_{вЭР1}$ – начальная температура оборотной воды, $t_{вЭР1} = 23^{\circ}\text{C}$

K_i – коэффициент теплопередачи испарителя, $K_i = 500 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

K_k – коэффициент теплопередачи конденсатора, $K_k = 600 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

F_i - площадь испарителя, $F_i = 175 \text{ м}^2$

F_k - площадь конденсатора, $F_k = 122 \text{ м}^2$

G_{wi} – расход воды через испаритель, $G_{wi} = 17 \text{ т/ч} = 4,72 \text{ кг/с}$

Таблица 1

Таблица рабочих часов

	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
$\sum n_i$	5	30	131	334	560	750	830	1130	1050
n_i	5	35	166	500	1060	1810	2640	3770	4820

1. Определяем отопительную нагрузку.

$$Q_{0i} = Q_{0^1} \frac{t_b - t_n}{t_b - t_n^1}$$

где t_b, t_n – температура воздуха внутри помещения и наружного воздуха,

t_n^1 – расчетная для системы отопления температура наружного воздуха,

Q_{0^1} – расчетная отопительная нагрузка.

$$\begin{aligned} Q_{01} &= Q_{0^1} \frac{18 - (-29)}{18 - (-29)} = 1 \text{ MBm} & Q_{05} &= Q_{0^1} \frac{18 - (-10)}{18 - (-29)} = 0,60 \text{ MBm} \\ Q_{02} &= Q_{0^1} \frac{18 - (-25)}{18 - (-29)} = 0,91 \text{ MBm} & Q_{06} &= Q_{0^1} \frac{18 - (-5)}{18 - (-29)} = 0,49 \text{ MBm} \\ Q_{03} &= Q_{0^1} \frac{18 - (-20)}{18 - (-29)} = 0,81 \text{ MBm} & Q_{07} &= Q_{0^1} \frac{18 - 0}{18 - (-29)} = 0,38 \text{ MBm} \\ Q_{04} &= Q_{0^1} \frac{18 - (-15)}{18 - (-29)} = 0,70 \text{ MBm} & Q_{08} &= Q_{0^1} \frac{18 - 8}{18 - (-29)} = 0,21 \text{ MBm} \end{aligned}$$

2. По температурам наружного воздуха рассчитываем соответствующие температуры сетевой воды в подающей магистрали τ_1 .

$$\tau_1 = t_{\theta} + \Delta t_0 \cdot \left(\frac{18 - t_H}{18 - t_H'} \right)^{0.8} + 0.5 \cdot \theta' \cdot \left(\frac{18 - t_H}{18 - t_H'} \right),$$

где θ' – Расчетный перепад температур сетевой воды, $\theta' = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$, $\Delta t_0 = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5$

$$\tau_1 = 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - (-29)}{18 - (-29)} \right)^{0.8} + 0.5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{18 - (-29)}{18 - (-29)} \right) = 95^\circ\text{C}$$

$$\tau_2 = 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - (-25)}{18 - (-29)} \right)^{0.8} + 0.5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{18 - (-25)}{18 - (-29)} \right) = 89,2^\circ\text{C}$$

$$\tau_3 = 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - (-20)}{18 - (-29)} \right)^{0.8} + 0.5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{18 - (-20)}{18 - (-29)} \right) = 82,5^\circ\text{C}$$

$$\tau_4 = 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - (-15)}{18 - (-29)} \right)^{0.8} + 0.5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{18 - (-15)}{18 - (-29)} \right) = 75,4^\circ\text{C}$$

$$\tau_5 = 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - (-10)}{18 - (-29)} \right)^{0.8} + 0.5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{18 - (-10)}{18 - (-29)} \right) = 68,4^\circ\text{C}$$

$$\tau_6 = 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - (-5)}{18 - (-29)} \right)^{0.8} + 0.5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{18 - (-5)}{18 - (-29)} \right) = 60,7^\circ\text{C}$$

$$\tau_7 = 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - 0}{18 - (-29)} \right)^{0.8} + 0.5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{18 - 0}{18 - (-29)} \right) = 52,5^\circ\text{C}$$

$$\tau_8 = 18 + 64,5 \cdot \left(\frac{18 - 8}{18 - (-29)} \right)^{0.8} + 0.5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{18 - 8}{18 - (-29)} \right) = 39,1^\circ\text{C}$$

3. По температурам наружного воздуха рассчитываем соответствующие температуры сетевой воды в обратной магистрали τ_2 .

$$\tau_2 = \tau_1 - 25 \cdot \overline{Q_0}$$

$$\tau_{21} = 95 - 25 \cdot 1 = 70^\circ\text{C}$$

$$\tau_{26} = 60,7 - 25 \cdot 0,49 = 48,5^\circ\text{C}$$

$$\tau_{22} = 89,2 - 25 \cdot 0,91 = 66,5^\circ\text{C}$$

$$\tau_{27} = 52,5 - 25 \cdot 0,38 = 43^\circ\text{C}$$

$$\tau_{23} = 82,5 - 25 \cdot 0,81 = 62,3^\circ\text{C}$$

$$\tau_{28} = 39,1 - 25 \cdot 0,21 = 33,9^\circ\text{C}$$

$$\tau_{24} = 75,4 - 25 \cdot 0,7 = 58^\circ\text{C}$$

$$\tau_{25} = 68,4 - 25 \cdot 0,6 = 53,4^\circ\text{C}$$

4. Найдем число единиц теплопереноса в конденсаторе.

$$N_K = \frac{K_K \cdot F_K}{G_{WK} \cdot C_W},$$

где K_K – коэффициент теплопередачи в конденсаторе теплонаносной установки.

F_K – теплообменная поверхность тну.

G_{WK} – расход воды через конденсатор.

C_W – удельная теплоемкость воды.

$$N_K = \frac{600 \cdot 122}{9,55 \cdot 4190} = 1,83$$

5. Рассчитаем температуру конденсации.

$$t_k = \frac{\tau_1 - \tau_2}{1 - e^{-N_k}} + \tau_2$$

$$t_{k8} = \frac{52.5 - 43}{1 - e^{-1.83}} + 43 = 54.3^\circ C \quad t_{k9} = \frac{39.1 - 33.9}{1 - e^{-1.83}} + 33.9 = 40.1^\circ C$$

6. Рассчитаем температуру воды на выходе из конденсатора.

$$tw_k = (t_k - \tau_2) \cdot (1 - e^{-N_k}) + \tau_2$$

$$tw_{k5} = (60 - 58) \cdot (1 - e^{-1.83}) + 58 = 59.7^\circ C \quad tw_{k8} = (52.7 - 43) \cdot (1 - e^{-1.83}) + 43 = 52.5^\circ C$$

$$tw_{k6} = (60 - 53.4) \cdot (1 - e^{-1.83}) + 53.4 = 58.9^\circ C \quad tw_{k9} = (39.3 - 33.9) \cdot (1 - e^{-1.83}) + 33.9 = 39.1^\circ C$$

$$tw_{k7} = (60 - 48.5) \cdot (1 - e^{-1.83}) + 48.5 = 58.2^\circ C$$

Результаты расчетов сводим в табл.4

7. Определяем расход воды через конденсатор.

$$G_{wk} = \frac{Q_0^1}{C_w \cdot (\tau_1 - \tau_2)}$$

$$G_{wk} = \frac{1}{4.19 \cdot (95 - 70)} = 9.55 \text{ кг/с}$$

8. Расход воды через испаритель.

$$G_{wi} = 17000 \text{ кг/ч} = 4.72 \text{ кг/с}$$

9. Теплопроизводительность конденсатора.

$$Q_k = G_{wk} \cdot C_w \cdot (tw_k - \tau_2)$$

$$Q_k = 9.55 \cdot 4.19 \cdot (59.7 - 58) = 0.068 \text{ МВт (см. табл. 4)}$$

10. Кол-во тепла выработанного теплонасосной установкой.

$$Q_{tnu} = Q_k \cdot n_i$$

n_i – количество рабочих часов см. табл.1.

$$Q_{tnu} = 0.068 \cdot 560 = 38.1 \text{ МВт, (см. табл. 4)}$$

11. Кол-во тепла отпущенного из теплосети.

$$Q_T = (Q_{0i} - Q_{ki}) \cdot n_i,$$

$$Q_T = (0.7 - 0.068) \cdot 334 = 211.1 \text{ МВт, (см. табл. 4)}$$

где n_i – продолжительность часов интервала, ч.

12. Холодопроизводительность испарителя.

$$Q_i = G_a \cdot q_k = G_{wi} \cdot C_w \cdot (t_{вэп1} - t_{и}) \cdot E_{и},$$

где $G_a = \frac{Q_{ki}}{q_k}$ - расход хладагента.

q_k - удельная производительность хладагента, $q_k = h_2 - h_3'$

Коэффициент эффективности охлаждения воды в испарителе.

$$E_u = 1 - e^{-\frac{K_u \cdot F_u}{G_{wu} \cdot C_w}}$$

Следовательно:

$$Q_u = G_{wu} \cdot C_w \cdot (t_{вэп1} - t_u) \cdot (1 - e^{-\frac{K_u \cdot F_u}{G_{wu} \cdot C_w}})$$

$$\frac{Q_k}{(h_2 - h_3')} \cdot (h_a - h_4) = G_{wu} \cdot C_w \cdot (t_{вэп1} - t_u) \cdot (1 - e^{-\frac{K_u \cdot F_u}{G_{wu} \cdot C_w}})$$

$$\frac{0.134}{(577 - 452)} \cdot (563 - 452) = 4.72 \cdot 4.19 \cdot (23 - 19.9) \cdot (1 - e^{-\frac{500175}{4.72 \cdot 4.19}})$$

$$0.06 \text{ МВт} = 0.06 \text{ МВт (см. табл.2)}$$

$h_2, h_3' = h_4, h_a$ – см. табл.2

Таблица 2.

Параметры характерных точек

Парам. точек	Интервалы температур				Парам. точек	Интервалы температур			
	-20...-15					-5...0			
	1	а	2	4		1	а	2	4
Р,Мпа	0,55	0,55	1,55	0,55	Р,Мпа	0,38	0,38	1,3	0,38
Т,°С	36	19,9	86	37	Т,°С	26	4.52	74	14
h,кДж/кг	373	362	394	252	h,кДж/кг	368,5	356	391	246
v,м³/кг	0,04	—	—	—	v,м³/кг	0,048	—	—	—
Парам. точек	Интервалы температур				Парам. точек	Интервалы температур			
	-15...-10					0...+8			
	1	а	2	4		1	а	2	4
Р,Мпа	0,4	0,4	1,55	0,4	Р,Мпа	0,47	0,47	0,88	0,47
Т,°С	28,5	13,5	86	25	Т,°С	37,5	12,53	60	436
h,кДж/кг	376	357	394	250	h,кДж/кг	371	357,5	384	236
v,м³/кг	0,046	—	—	—	v,м³/кг	0,043	—	—	—
Парам. точек	Интервалы температур								
	-10...-5								
	1	а	2	4					
Р,Мпа	0,358	0,358	1,55	0,358					
Т,°С	23	8,5	86	18					
h,кДж/кг	366,5	355	394	250					
v,м³/кг	0,05	—	—	—					

13. Найдем температуру оборотной воды на выходе из испарителя для каждого интервала температур.

$$t_{в\text{в}2} = t_{в\text{в}1} - \frac{Q_u \cdot 1000}{G_{wu} \cdot C_w}$$

$$t_{в\text{в}2} = 22 - \frac{0,1 \cdot 1000}{4,72 \cdot 4,19} = 16,95^\circ \text{C} \text{ (см. табл. 3)}$$

14. Определим температуру испарения для каждого интервала температур по формуле:

$$t_i = t_{в\text{в}1} - \frac{Q_u \cdot 1000}{G_{wu} \cdot C_w \cdot (1 - e^{\frac{K_u \cdot F_u}{G_{wu} \cdot C_w}})} = 23 - \frac{0,061 \cdot 1000}{4,72 \cdot 4,19 \cdot (1 - e^{\frac{500175}{4,72 \cdot 4,19}})} = 19,6^\circ \text{C} \text{ (см. табл.3)}$$

15. Определим степень повышения давления по формуле:

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} = \frac{1,55}{0,55} = 2,82$$

где P_2, P_1 – величина давления, соответствующая точкам 2 и 1 на цикле теплового насоса (см. табл.2). Полученные значения сводим в табл.3.

16. Найдем коэффициент подачи для фреона-12 по формуле:

$$\lambda = 0,906 - 0,043 \cdot \pi = 0,906 - 0,043 \cdot 2,82 = 0,78$$

Результаты расчетов сводим в табл.4

17. Расход хладагента через испаритель:

$$G_d = \frac{Q_u \cdot 3600 \cdot 1000}{q_u} = \frac{0,1 \cdot 3600 \cdot 1000}{559 - 450} = 3302,8 \text{ кг/ч}$$

где q_u – удельная холодопроизводительность, определяется по формуле:

$$q_u = h_a - h_4, \text{ кДж/кг}$$

где h_a, h_4 – энтальпии точек a и 4 цикла (см. табл.2). Результаты расчетов сводим в табл.3

18. Удельная адиабатическая работа компрессора.

$$i_{ад} = h_2 - h_1 = 394 - 373 = 21 \text{ кДж/кг}$$

где h_2, h_1 – энтальпии точек 2 и 1 цикла (см. табл.2). Результаты расчетов сводим в табл.3

19. Определим индикаторную мощность компрессора по формуле:

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_i} = \frac{0,019}{0,73} = 0,03 \text{ МВт}$$

где η_i – индикаторный КПД для обычных π , $\eta_i = 0,73$. Результаты расчетов сводим в табл.3

20. Определим адиабатическую мощность компрессора по формуле:

$$N_{ад} = \frac{Gg \cdot I_{ад}}{3600 \cdot 1000} = \frac{3302,8 \cdot 21}{3600 \cdot 1000} = 0,019 \text{ МВт}$$

21. Действительный объем, описываемый поршнями компрессора:

$$V_d = G_d \cdot v_1 = 3302,8 \cdot 0,04 = 132,11 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

где v_1 – объемная масса хладагента, $\text{м}^3/\text{ч}$. Результаты расчетов сводим в табл.3

22. Теоретический объем, описываемый поршнями определяется по формуле:

$$V_m = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{132,11}{0,78} = 168 \text{ м}^3/\text{ч}$$

23. Мощность трения.

$$N_{тр} = \frac{p_{тр} \cdot V_m}{3600 \cdot 1000 \cdot 1000} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 168}{3600 \cdot 1000 \cdot 1000} = 0,0019 \text{ МВт}$$

где $p_{тр}$ – давление трения = $40 \cdot 10^3 \text{ Па}$.

24. Эффективная мощность компрессора.

$$N_e = N_i + N_{тр} = 0,03 + 0,0019 = 0,0319 \text{ МВт}$$

25. Механический КПД компрессора определим по формуле.

$$\eta_{мех} = \frac{N_i}{N_e} = \frac{0,03}{0,0319} = 0,93$$

26. Эффективный коэффициент преобразования.

$$\mu = \frac{Q_k}{N_e} = \frac{0,068}{0,0319} = 2,13$$

27. Определим годовой расход электроэнергии на компрессор по формуле:

$$A_{компр} = \sum (N_e \cdot n_i) = 0,0319 \cdot 560 + 0,0687 \cdot 750 + 0,1154 \cdot 830 + 0,0835 \cdot 1130 + 0,0262 \cdot 1050 = 285 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$$

где $\sum (N_e \cdot n_i)$ – суммарное значение эффективной мощности компрессора на количество часов работы компрессора в каждом интервале температур.

28. Определим электрическую мощность насосов подачи воды на конденсатор по периодам.

$$P_{конт} = \frac{N_{конт} \cdot G_{wk}}{\eta \cdot 1000} = \frac{0,3 \cdot 9,55}{0,7 \cdot 1000} = 0,0041 \text{ МВт}$$

где $N_{конт}$ – величина напора в конденсаторе, принимаемая равной 0,3 МПа

η – КПД насоса = 0,7.

29. Определим электрическую мощность насосов подачи воды на испаритель.

$$P_{и} = \frac{N_{и} \cdot G_{wk}}{\eta \cdot 1000} = \frac{0,15 \cdot 9,55}{0,7 \cdot 1000} = 0,002 \text{ МВт}$$

где $N_{и}$ – величина напора в испарителе, принимается равной 0,15 МПа.

η – КПД насоса = 0,7.

30. Определим расход электроэнергии на насосы за отопительный период.

$$A = (P_{конт} + P_{и}) \cdot \sum n_i = (0,0041 + 0,002) \cdot (560 + 750 + 830 + 1130 + 1050) = 26,35 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$$

31. Количество теплоты, выработанное установкой за отопительный период:

$$Q_{тн} = \sum Q_{тну} \cdot n_i = 38,1 \cdot 560 + 165 \cdot 750 + 322,1 \cdot 830 + 429 \cdot 1130 + 220,5 \cdot 1050 = 1128724 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$$

Таблица № 3. Сводная таблица результатов расчета теплового компрессионного насоса для системы теплоснабжения.

Величины	-30	-29	-25	-20	-15	-10	-5	0
	-29	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
1	3	4	5	6	7	8	9	10
1.Отопит.нагрузкаQ ₀ , МВт	1	0.91	0.81	0.7	0.6	0.49	0.38	0.21
2.Т-ра сетев воды в подающ. Труб. τ_1	95	89.2	82.5	75.4	68.4	60.7	52.5	39.1
3.Т-ра сетев воды в обр. труб τ_2	70	66.5	62.3	58	53.4	48.5	43	33.9
4.Т-ра воды на вых из конд twk	—	—	—	59.7	58.9	58.2	52.5	39.1
5.Т-ра конденсации tk	—	—	—	60	60	60	54.3	40.1
6.Теплопроизв. конд.Qк.МВт	—	—	—	0.068	0.22	0.388	0.38	0.21
7.Кол-во тепла выр.тну.QтнуМВт	—	—	—	38.1	165	322.1	429.4	220.5
8.Кол-во теп отпуц.из теплос.Qт МВт	—	—	—	211.1	212.8	76.5	0	0
9.Холодопроизв. Испар.Qi.МВт	—	—	—	0.061	0.186	0.283	0.362	0.205
10.Т-ра обор.воды.на вых.из.испар twэp2	—	—	—	19.92	13.6	8.7	4.7	12.6
11.Т-ра испарения ti	—	—	—	19.9	13.5	8.5	4.52	12.53
12.Степень повыш.давл.п	—	—	—	2.82	3.885	4.03	3.42	1.87
13. Коэф.подачи λ	—	—	—	0,78	0,74	0,73	0,76	0,83
14.Расход хладог через испар.Gg	—	—	—	3302,8	6729	10286	8836	4741
15.Уд. Адиаб раб комп Над	—	—	—	0,019	0,047	0,079	0,056	0,017
16.Ад. Мощность компр.Яд	—	—	—	21	25	27,5	23	13
17.Индик мощность комп.Ni	—	—	—	0,03	0,064	0,108	0,077	0,023
18.Действит объемопис поршнями компр.Vд	—	—	—	132,11	309,53	514,3	424	204
19.Теор объем опис поршн Vт	—	—	—	168	419	702	559	247
20.Мощность трения Nтр	—	—	—	0,0019	0,0047	0,0078	0,0062	0,0027
21.Эф.мощность компр Ne	—	—	—	0,0283	0,0687	0,1154	0,0835	0,0262
22.Мех КПД компр.ηе мех	—	—	—	0,93	0,93	0,93	0,93	0,9
23.Эф.коэф преобразования μ	—	—	—	2,4	3,2	3,4	4,5	8,01

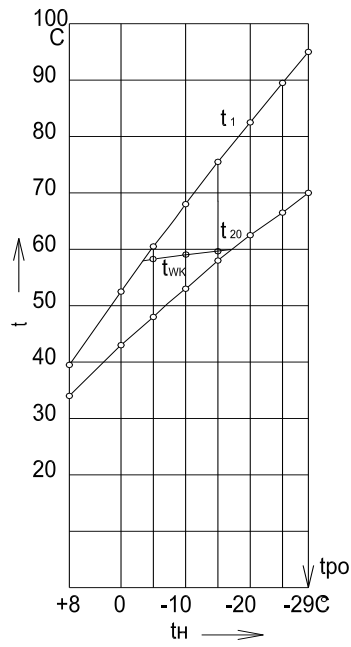


Рис. 2. График регулирования отопительной нагрузки

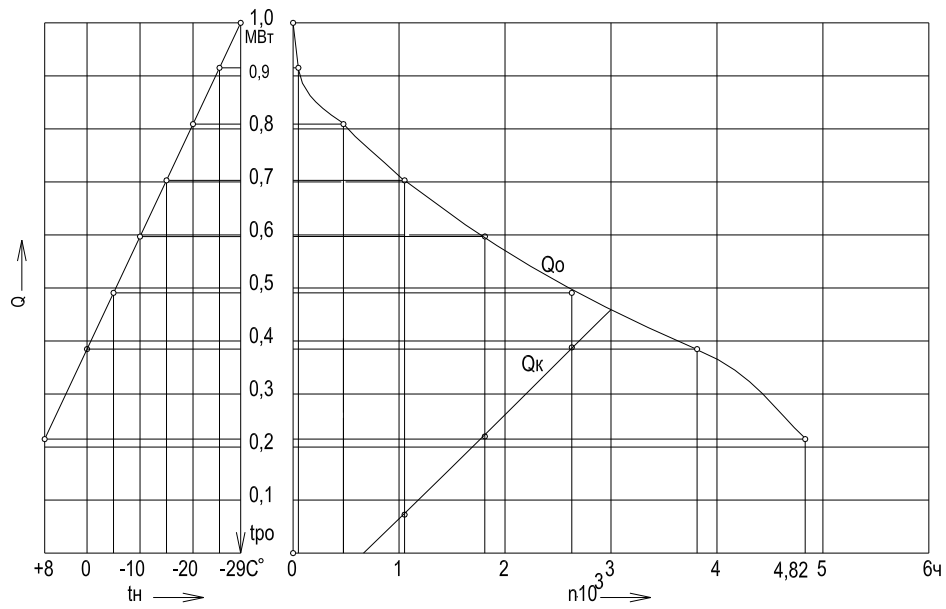


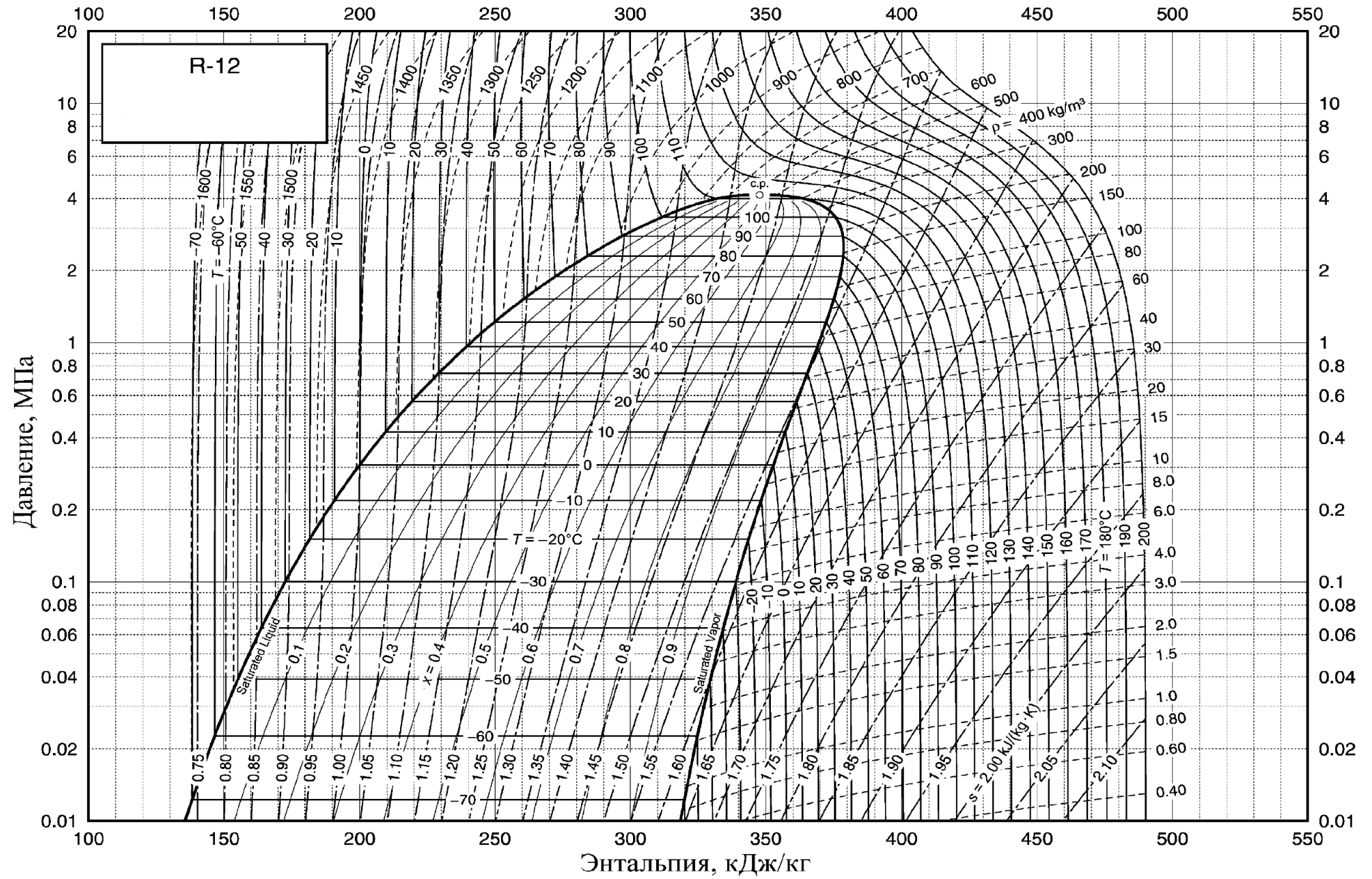
Рис. 3. График продолжительности тепловой нагрузки

Фреон 12

t	p	ρ'	ν''	i'	i''	s'	s''	c_p'	c_p''	c_p/c_v	μ'	μ''	λ'	λ''
-100	0,00119	1679,1	10,0040	113,32	306,09	0,6077	1,7210	0,819	0,449	1,182	1005,0	6,78	116,7	4,27
-90	0,00286	1652,8	4,3948	121,53	310,59	0,6538	1,6861	0,824	0,465	1,176	819,0	7,18	112,0	4,67
-80	0,00619	1626,3	2,1355	129,81	315,19	0,6978	1,6576	0,831	0,481	1,172	684,9	7,58	107,4	5,08
-70	0,01228	1599,5	1,1286	138,17	319,87	0,7400	1,6344	0,840	0,497	1,168	584,0	7,97	103,0	5,50
-60	0,02261	1572,3	0,63992	146,62	324,61	0,7806	1,6156	0,850	0,513	1,166	505,1	8,37	98,8	5,93
-50	0,03911	1544,7	0,38494	155,18	329,39	0,8197	1,6004	0,861	0,530	1,165	441,8	8,76	94,7	6,38
-40	0,06409	1516,5	0,24342	163,86	334,18	0,8577	1,5882	0,873	0,548	1,166	389,8	9,16	90,7	6,84
-30	0,10026	1487,7	0,16057	172,67	338,94	0,8946	1,5784	0,886	0,566	1,169	346,2	9,55	86,9	7,32
-29,75 ^b	0,10133	1487,0	0,15900	172,89	339,06	0,8955	1,5782	0,887	0,567	1,169	345,2	9,56	86,8	7,33
-28	0,10910	1481,9	0,14841	174,44	339,89	0,9019	1,5767	0,889	0,570	1,170	338,3	9,63	86,1	7,41
-26	0,11854	1476,0	0,13736	176,23	340,83	0,9091	1,5751	0,892	0,574	1,171	330,6	9,71	85,3	7,51
-24	0,12860	1470,1	0,12731	178,02	341,78	0,9163	1,5735	0,895	0,578	1,171	323,2	9,79	84,6	7,61
-22	0,13931	1464,1	0,11815	179,81	342,72	0,9234	1,5720	0,898	0,582	1,172	316,0	9,87	83,8	7,71
-20	0,15070	1458,1	0,10978	181,62	343,65	0,9305	1,5706	0,901	0,586	1,174	309,0	9,95	83,1	7,80
-18	0,16279	1452,1	0,10213	183,42	344,59	0,9376	1,5693	0,904	0,590	1,175	302,2	10,03	82,4	7,90
-16	0,17562	1446,1	0,09512	185,24	345,52	0,9447	1,5680	0,907	0,594	1,176	295,6	10,10	81,6	8,01
-14	0,18920	1440,0	0,08870	187,06	346,44	0,9517	1,5667	0,910	0,598	1,178	289,2	10,18	80,9	8,11
-12	0,20358	1433,8	0,08280	188,89	347,37	0,9587	1,5655	0,913	0,602	1,179	283,0	10,26	80,2	8,21
-10	0,21878	1427,6	0,07737	190,72	348,29	0,9656	1,5644	0,917	0,607	1,181	276,9	10,34	79,4	8,31
-8	0,23483	1421,4	0,07237	192,56	349,20	0,9726	1,5633	0,920	0,611	1,183	271,0	10,42	78,7	8,41
-6	0,25176	1415,1	0,06777	194,41	350,11	0,9795	1,5623	0,923	0,616	1,184	265,2	10,50	78,0	8,52
-4	0,26960	1408,8	0,06352	196,27	351,01	0,9863	1,5613	0,927	0,620	1,186	259,6	10,58	77,3	8,62

t	p	ρ'	v''	i'	i''	s'	s''	c_p'	c_p''	c_p/c_v	μ'	μ''	λ'	λ''
-2	0,28839	1402,5	0,05959	198,13	351,91	0,9932	1,5603	0,930	0,625	1,189	254,1	10,66	76,6	8,73
0	0,30815	1396,1	0,05595	200,00	352,81	1,0000	1,5594	0,934	0,630	1,191	248,7	10,74	75,9	8,84
2	0,32891	1389,6	0,05258	201,88	353,69	1,0068	1,5586	0,938	0,635	1,193	243,5	10,82	75,1	8,95
4	0,35071	1383,1	0,04946	203,76	354,57	1,0136	1,5577	0,942	0,640	1,196	238,4	10,90	74,4	9,06
6	0,37358	1376,5	0,04656	205,65	355,45	1,0203	1,5569	0,946	0,645	1,199	233,4	10,98	73,7	9,17
8	0,39756	1369,9	0,04386	207,56	356,32	1,0270	1,5561	0,950	0,650	1,202	228,6	11,07	73,0	9,28
10	0,42267	1363,2	0,04135	209,46	357,18	1,0337	1,5554	0,954	0,656	1,205	223,8	11,15	72,3	9,39
12	0,44895	1356,5	0,03901	211,38	358,03	1,0404	1,5547	0,958	0,661	1,208	219,1	11,23	71,6	9,51
14	0,47643	1349,7	0,03683	213,31	358,88	1,0471	1,5540	0,962	0,667	1,211	214,6	11,31	70,9	9,62
16	0,50514	1342,8	0,03480	215,24	359,71	1,0537	1,5533	0,967	0,672	1,215	210,1	11,40	70,2	9,74
18	0,53513	1335,9	0,03290	217,18	360,54	1,0603	1,5527	0,971	0,678	1,219	205,7	11,48	69,6	9,86
20	0,56642	1328,9	0,03112	219,14	361,36	1,0669	1,5521	0,976	0,685	1,223	201,4	11,57	68,9	9,98
22	0,59905	1321,8	0,02946	221,10	362,17	1,0735	1,5515	0,981	0,691	1,228	197,2	11,65	68,2	10,10
24	0,63305	1314,6	0,02790	223,07	362,97	1,0801	1,5509	0,986	0,697	1,232	193,1	11,74	67,5	10,23
26	0,66846	1307,4	0,02643	225,05	363,76	1,0866	1,5503	0,991	0,704	1,237	189,0	11,83	66,8	10,36
28	0,70531	1300,1	0,02506	227,04	364,54	1,0932	1,5498	0,997	0,711	1,242	185,0	11,92	66,1	10,49
30	0,74365	1292,7	0,02377	229,04	365,31	1,0997	1,5492	1,002	0,718	1,248	181,1	12,01	65,4	10,62
32	0,78350	1285,2	0,02256	231,06	366,07	1,1062	1,5487	1,008	0,726	1,254	177,3	12,10	64,8	10,75
34	0,82491	1277,6	0,02142	233,08	366,81	1,1127	1,5481	1,014	0,734	1,260	173,5	12,19	64,1	10,89
36	0,86791	1269,9	0,02034	235,12	367,54	1,1192	1,5476	1,020	0,742	1,267	169,8	12,28	63,4	11,03
38	0,91253	1262,2	0,01933	237,16	368,26	1,1257	1,5470	1,026	0,750	1,274	166,1	12,38	62,7	11,18
40	0,95882	1254,3	0,01838	239,22	368,96	1,1322	1,5465	1,033	0,759	1,282	162,5	12,48	62,1	11,33
42	1,00680	1246,3	0,01748	241,29	369,65	1,1387	1,5459	1,040	0,768	1,290	159,0	12,57	61,4	11,48
44	1,05660	1238,1	0,01662	243,38	370,33	1,1451	1,5454	1,048	0,778	1,299	155,5	12,67	60,7	11,63

t	p	ρ'	ν''	i'	i''	s'	s''	c_p'	c_p''	c_p/c_v	μ'	μ''	λ'	λ''
46	1,10810	1229,9	0,01582	245,47	370,98	1,1516	1,5448	1,055	0,788	1,308	152,0	12,78	60,0	11,79
48	1,16140	1221,5	0,01505	247,59	371,62	1,1580	1,5443	1,063	0,798	1,318	148,6	12,88	59,4	11,96
50	1,21660	1213,0	0,01433	249,71	372,24	1,1645	1,5437	1,072	0,810	1,329	145,3	12,99	58,7	12,13
52	1,27370	1204,4	0,01365	251,85	372,85	1,1710	1,5431	1,081	0,821	1,340	141,9	13,10	58,0	12,31
54	1,33270	1195,6	0,01300	254,01	373,43	1,1774	1,5425	1,090	0,834	1,353	138,7	13,21	57,3	12,49
56	1,39380	1186,6	0,01238	256,18	373,99	1,1839	1,5418	1,100	0,847	1,366	135,4	13,33	56,7	12,68
58	1,45680	1177,5	0,01180	258,38	374,53	1,1904	1,5411	1,111	0,861	1,381	132,2	13,45	56,0	12,87
60	1,52190	1168,1	0,01124	260,58	375,05	1,1969	1,5404	1,122	0,876	1,397	129,1	13,57	55,3	13,08
62	1,58920	1158,6	0,01071	262,81	375,54	1,2033	1,5397	1,135	0,892	1,414	125,9	13,70	54,7	13,29
64	1,65860	1148,9	0,01021	265,06	376,00	1,2099	1,5389	1,148	0,910	1,433	122,8	13,83	54,0	13,51
66	1,73020	1139,0	0,00973	267,33	376,44	1,2164	1,5381	1,162	0,929	1,453	119,7	13,96	53,3	13,75
68	1,80410	1128,8	0,00927	269,62	376,84	1,2229	1,5372	1,177	0,949	1,476	116,7	14,11	52,6	13,99
70	1,88020	1118,3	0,00883	271,94	377,22	1,2295	1,5363	1,193	0,971	1,501	113,6	14,26	52,0	14,25
75	2,08110	1090,9	0,00782	277,84	377,99	1,2461	1,5337	1,241	1,037	1,576	106,1	14,66	50,3	14,96
80	2,29750	1061,4	0,00691	283,94	378,48	1,2629	1,5306	1,302	1,122	1,677	98,6	15,11	48,7	15,80
85	2,53040	1029,1	0,00608	290,27	378,64	1,2801	1,5268	1,384	1,239	1,817	91,1	15,65	47,2	16,82
90	2,78080	993,2	0,00533	296,91	378,35	1,2978	1,5220	1,501	1,410	2,026	83,4	16,29	45,9	18,11
95	3,05010	952,2	0,00463	303,95	377,45	1,3163	1,5159	1,679	1,683	2,362	75,6	17,11	45,1	19,81
100	3,33990	903,8	0,00396	311,58	375,60	1,3360	1,5076	1,996	2,192	2,990	67,3	18,20	45,7	22,27
105	3,65250	842,2	0,00330	320,24	372,08	1,3581	1,4952	2,754	3,458	4,544	58,1	19,87	51,7	26,34
110	3,99240	742,7	0,00252	331,82	363,95	1,3874	1,4712	7,81	11,440	14,140	46,3	23,46	113,7	39,46
111,97 ^c	4,13610	565,0	0,00177	347,76	347,76	1,4283	1,4283	∞	∞	∞	-	-	∞	∞



Повторяемость температур наружного воздуха

Город	Температура наружного воздуха, °С										
	Ниже – 45	– 40	– 35	– 30	– 25	– 20	– 15	– 10	– 5	0	+ 8
<i>Европейская часть</i>											
Архангельск	—	1	10	48	150	380	820	1580	2670	4300	6024
Астрахань	—	—	—	3	32	114	291	601	1238	2460	4128
Баку	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2860
Брянск	—	—	—	2	17	89	356	870	1730	3210	4950
Вильнюс	—	—	—	—	3	23	130	415	1040	2930	4650
Воронеж	—	—	—	7	34	144	470	1020	1850	3380	4780
Волгоград	—	—	—	1	13	126	420	930	1650	3100	4368
Екатеринбург	—	1	11	54	198	494	1070	1980	3020	4000	5470
Златоуст (Челябин- ская обл.)	—	—	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
Киев	—	—	—	1	5	36	165	502	1128	2352	4484
Киров	—	—	6	61	173	428	960	1750	2790	4080	5550
Кишинев	—	—	—	—	—	2	46	226	615	2140	3980
Курск	—	—	—	3	15	97	343	872	1740	3260	4750
Луганск	—	—	—	1	8	61	222	605	1260	2760	4320
Львов	—	—	—	—	1	7	40	210	705	2260	4400
Магнитогорск	—	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
Мурманск	—	—	—	6	38	135	452	1117	2276	4002	6740
Нижний	—	—	2	25	99	281	685	1350	2320	3820	5230
Новгород	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Нижний Тагил (Свердловская обл.)	—	5	19	50	154	465	1030	2340	3300	4080	5700
Новоросийск	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3220
Одесса	—	—	—	—	—	5	26	156	544	1950	3960
Оренбург	—	—	5	35	166	500	1060	1810	2640	3770	4820
Орск (Оренбургская обл.)	—	—	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
Рига	—	—	—	—	2	17	94	362	935	2880	4920
Ростов-на-Дону	—	—	—	—	5	41	178	494	1130	2720	4200
Рязань	—	—	1	13	58	187	540	1170	2080	3620	5100
Самара	—	—	1	10	114	400	890	1490	2360	3780	4950

Город	Температура наружного воздуха, °C										
	Ниже – 45	– 40	– 35	– 30	– 25	– 20	– 15	– 10	– 5	0	+ 8
<i>Европейская часть</i>											
Санкт-Петербург	—	—	—	—	21	83	273	708	1533	2878	5240
Саратов	—	—	—	2	38	232	665	1320	2200	2570	4780
Смоленск	—	—	—	2	23	112	381	964	1852	3241	5050
Таллини	—	—	—	—	1	19	136	453	1132	2439	5300
Тбилиси	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3650
Тверь	—	—	—	14	48	160	516	1080	2020	3620	5250
Тула	—	—	2	10	24	70	206	456	2440	3500	4960
Ульяновск	—	—	—	12	94	330	800	1560	2420	3660	5110
Уральск (Западно-Казахстанская обл.)	—	—	2	17	98	362	855	1570	2380	3620	4770
Уфа	—	—	5	40	160	436	980	1780	2770	3900	5060
Харьков	—	—	—	1	10	55	254	656	1420	3060	4550
Челябинск	—	—	7	39	166	520	1110	1950	2980	3920	5180
<i>Азиатская часть</i>											
Актюбинск	—	—	1	22	154	480	1060	1760	2610	3800	4900
Алма-Ата	—	—	12	31	122	300	622	1102	1810	2820	4000
Барнаул	1	12	52	170	415	792	1430	2260	3120	4130	5250
Владивосток	—	—	—	—	2	91	518	1350	2210	3320	4820
Иркутск	—	7	58	172	458	864	1730	2600	3300	4320	5780
Караганда	—	3	35	109	276	584	1070	1870	2820	4020	5080
Красноярск	1	18	82	210	468	828	1360	2110	3000	4050	5650
Кустанай	—	3	8	75	320	776	1430	2220	3080	4050	5110
Минусинск (Красноярский край)	—	25	105	282	600	1065	1660	2390	3140	4130	5430
Новосибирск	—	15	89	205	488	910	1550	2430	3290	4270	5450
Омск	1	6	64	195	485	950	1660	2480	3310	4250	5280
Самарканд	—	—	—	—	—	—	10	74	298	744	3170
Семипалатинск	—	6	49	130	320	692	1280	2000	2860	3860	4850
Ташкент	—	—	—	—	—	7	54	178	459	1206	3120
Тобольск (Тюменская обл.)	—	6	43	158	386	820	1500	2360	3290	4070	5500
Томск	3	17	82	228	500	932	1600	2500	3360	4400	5600
Тюмень	—	5	25	118	294	670	1270	2120	3050	4050	5280
Хабаровск	—	—	2	53	348	1050	1880	2600	3240	3900	4920
Чита	—	22	146	478	1050	1800	2540	3160	3340	4400	5760