

Министерство образования Российской Федерации  
Хабаровский Государственный технический университет  
Кафедра теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции

**РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ  
НЕИЗОЛИРОВАННЫМИ ТРУБОПРОВОДАМИ  
ПРИ НАДЗЕМНОЙ ПРОКЛАДКЕ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Заведующий кафедрой ТТГВ,  
к.т.н., доцент

/Хоничев Ю.В./

Ответственный исполнитель:

/Ивашкевич А.А./

Хабаровск 2000

## Содержание

Введение	3
1. Теоретические основы расчета тепловых потерь неизолмированными трубопроводами при надземной прокладке	4
2. Особенности расчета потерь теплоты длинными участками неизолмированных теплопроводов	8
3. Практическая методика расчета тепловых потерь	10
4. Пример расчета теплотерь трубопровода	13
Приложение А. Теплофизические характеристики сухого воздуха	14

## Введение

В настоящем документе рассмотрены особенности расчета тепловых потерь неизолированными трубопроводами тепловых сетей при надземной прокладке и предложена практическая методика выполнения расчета.

Расчет тепловых потерь изолированными трубопроводами должен выполняться в соответствии с методиками, изложенными в действующих нормативных документах /1, 2/. Характерным для данной ситуации является то, что тепловой поток в основном определяется термическим сопротивлением тепловой изоляции. При этом коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности покровного слоя мало влияет на величину тепловых потерь и поэтому может быть принят по средним значениям.

Работа трубопровода тепловой сети без тепловой изоляции является нетиповой ситуацией, так как, согласно нормам, все теплопроводы должны иметь тепловую изоляцию во избежание значительных тепловых потерь. Именно поэтому ни в каких нормативных документах не приводятся методики расчета теплопотерь трубопроводов для данного случая.

Тем не менее, при эксплуатации тепловых сетей могут возникать и возникают ситуации, когда отдельные участки трубопроводов лишены тепловой изоляции. Для обеспечения возможности расчета потерь тепла такими трубопроводами и разработано настоящая методика. Она базируется на наиболее общих теоретических зависимостях по теплоотдаче трубопровода в условиях вынужденной конвекции, которые приводятся в учебной и справочной литературе.

В соответствии с требованием заказчика все формулы и расчетные величины приводятся не в международной системе единиц, а применительно к измерению теплопотерь в **ккал/час**.

## 1. Теоретические основы расчета тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке

Трубопровод тепловой сети представляет из себя горизонтально расположенную нагретую трубу, обдуваемую ветром или находящуюся в спокойном воздухе. Поэтому теплоотдачу такого трубопровода можно определять по известным зависимостям с использованием коэффициента теплопередачи через стенку трубы:

$$Q = F_n \cdot (T_n - T_e) / K, \quad (1.1)$$

$$K = 1 / (1/\alpha_n + \delta_m/\lambda_m + 1/\alpha_w), \quad (1.2)$$

- где  $Q$  — теплоотдача трубопровода, ккал/час;  
 $\alpha_n$  — коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода, ккал/(час м<sup>2</sup> °С);  
 $F_n$  — площадь наружной поверхности трубопровода, м<sup>2</sup>;  
 $T_n$  — температура наружной поверхности трубопровода, °С;  
 $T_e$  — температура наружного воздуха, °С.  
 $K$  — коэффициент теплопередачи через стенку рассматриваемого трубопровода, ккал/(час м<sup>2</sup> °С);  
 $\alpha_n$  — коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода, ккал/(час м<sup>2</sup> °С);  
 $\delta_m$  — толщина металлической стенки трубы, м;  
 $\lambda_m$  — теплопроводность материала стенки трубы, ккал/(ч м °С);  
 $\alpha_w$  — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубопровода, ккал/(час м<sup>2</sup> °С);  
 $T_n$  — температура наружной поверхности трубопровода, °С;

В качестве расчетных температур следует брать средние температуры за рассматриваемый период. При этом, температуру поверхности трубопровода можно принимать равной температуре воды в трубопроводе, так как термическое сопротивление стенки трубы  $\delta_m/\lambda_m$  и сопротивление теплоотдаче на внутренней поверхности  $1/\alpha_w$  для чистой трубы во много раз меньше, чем сопротивление теплоотдаче на наружной поверхности  $1/\alpha_n$ . Такое допущение позволяет значительно упростить расчет и уменьшить число необходимых исходных данных, так как тогда не требуется знать скорость воды в трубе, толщину стенки трубы, степень загрязнения стенки на внутренней поверхности. Погрешность расчета, связанная с таким упрощением, невелика и значительно меньше погрешностей, связанных с неопределенностью других расчетных величин.

Площадь наружной поверхности трубопровода определяется его длиной и диаметром:

$$F_n = \pi D_n L, \quad (1.3)$$

где  $Q$  — теплоотдача трубопровода, ккал/час;  
 $\pi$  — константа, равная 3,141;  
 $D_n$  — наружный диаметр трубопровода, м;  
 $L$  — длина трубопровода, м.

С учетом выше изложенного выражение (1) можно преобразовать к виду:

$$Q = \alpha_n \pi D_n L (T_n - T_e), \quad (1.4)$$

Наиболее важным при расчете тепловых потерь является правильное определение коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода. Вопрос теплоотдачи от одиночной трубы хорошо изучен, и расчетные зависимости приводятся в учебных пособиях и справочниках по теплообмену. Согласно теории, общий коэффициент теплоотдачи определяется как сумма коэффициентов конвективной и лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_l \quad (1.5)$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи зависит от скорости воздуха и направления потока по отношению к оси трубопровода, диаметра трубопровода, теплофизических характеристик воздуха. В общем случае выражение для определения коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода при поперечном обдувании потоком воздуха будет:

при ламинарном режиме движения воздуха (критерий Рейнольдса  $Re$  меньше 1000)

$$\alpha_k = 0,43 \beta_\varphi Re^{0,5} \lambda_e / D_n \quad (1.6)$$

При переходном и турбулентном режиме движения воздуха (критерий Рейнольдса  $Re$  равен или больше 1000)

$$\alpha_k = 0,216 \beta_\varphi Re^{0,6} \lambda_e / D_n, \quad (1.7)$$

где  $Re$  — критерий Рейнольдса, вычисляемый по наружному диаметру трубопровода и скорости движения воздуха, определяемой с учетом высоты расположения трубопровода над землей и характера рельефа местности.

$\lambda_e$  — коэффициент теплопроводности воздуха, ккал/(ч м °С);

$\beta_\varphi$  — поправочный коэффициент, учитывающий направление воздушного потока по отношению к оси трубопровода.

$$Re = U \beta_u D_n / \nu_e, \quad (1.8)$$

где  $U$  — расчетная скорость движения воздуха;  
 $\beta_u$  — поправочный коэффициент, учитывающий высоту расположения трубопровода над землей и характер рельефа местности.  
 $\nu_e$  — коэффициент кинематической вязкости воздуха, определяемый при температуре наружного воздуха, м<sup>2</sup>/с.

Выбор расчетной скорости ветра  $U$  является ответственной задачей, так как этот параметр в существенной степени влияет на значение коэффициента конвективной теплоотдачи. Сложность выбора заключается в том, что скорость ветра является сильно переменной и трудно предсказуемой величиной, поэтому в расчете неизбежно приходится ориентироваться на некоторые средние значения скорости. Среднее значение расчетной скорости ветра  $U$  можно определять по фактическим данным скоростей ветра за рассматриваемый период на основании метеорологических наблюдений или по среднемесячным значениям по данным /6, 7/. При этом первый вариант явно предпочтительнее, так как данные СНиП и климатологических справочников являются результатом осреднения за очень большой период многолетних наблюдений и не могут учитывать особенностей климата в конкретный расчетный год.

Значение поправочного коэффициента  $\beta_u$  может быть определено на основании данных по поправкам на ветровое давление, приводимым в /4/.

Соотношение между поправочным коэффициентом на скорость воздуха и поправкой на ветровое давление достаточно простое:

$$\beta_u = \sqrt{\beta_p} \quad (1.9)$$

Высота расположения трубопровода над землей обычно не превышает 5 м, поэтому значения поправочного коэффициента на скорость ветра определены только для такой ситуации и приведены в таблице 1.

Таблица 1— Поправочные коэффициенты на ветровое давление и скорость воздуха

Тип местности	Поправка на ветровое давление $\beta_p$	Поправка на скорость воздуха $\beta_u$
Открытая — побережья морей и озер, пустыни, степи, лесостепи, тундра	0,75	0,866
Пересеченная — городские территории, лесные массивы и др., с препятствиями высотой до 10 м	0,5	0,707
Городская — городские районы с застройкой зданиями высотой более 20 м	0,4	0,632

Данные по зависимости коэффициента кинематической вязкости  $\nu_e$  и коэффициента теплопроводности  $\lambda_e$  от температуры для воздуха с интервалом в 10 градусов приведены в /1, 2, 3/. В приложении 1 приводятся результаты интерполяции этих данных с шагом 1 градус для непосредственного использования при расчете.

В /1/ приводится зависимость поправочного коэффициента  $\beta_\varphi$  от угла обдувания трубопровода. Эти данные представлены в таблице 2.

Таблица 2 — Поправочные коэффициенты на от угол обдувания

$\varphi$ , град.	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\beta_\varphi$	1	1	0,98	0,95	0,87	0,77	0,67	0,60	0,55

Учитывая, что направление движения воздуха по отношению к ориентации трубопровода обычно неизвестно, поправочный коэффициент на угол обдувания  $\beta_\varphi$  следует принимать как среднее значение в диапазоне изменения угла направления потока от 90 градусов (перпендикулярно оси трубопровода) до 0 (параллельно оси трубопровода). Согласно данным таблицы 2, среднее значение равно **0,821**.

Коэффициент лучистой теплоотдачи зависит от температуры воздуха и температуры поверхности трубопровода, а так же от степени черноты поверхности трубопровода  $\varepsilon_n$ .

$$\alpha_n = \varepsilon_n C_0 \left( \left( \frac{T_n + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_e + 273}{100} \right)^4 \right) / (T_n - T_e) \quad (1.10)$$

где  $C_0$  — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

$$C_0 = 4,97 \text{ ккал/}(\text{час м}^2 (\text{°K})^4)$$

Оголенная стальная труба теплопровода, находящаяся в атмосферных условиях, имеет окисленную или сильно окисленную поверхность, для которых степень черноты  $\varepsilon_n$ , согласно данным /1/, лежит в пределах от 0,8 до 0,98. Поэтому, рекомендуется принимать среднее значение  $\varepsilon_n = \mathbf{0,9}$ .

## 2. Особенности расчета потерь теплоты длинными участками неизолированных теплопроводов

Теоретические расчетные зависимости, представленные в предыдущем разделе, справедливы для случая, когда входящие в них расчетные коэффициенты теплоотдачи и температура теплоносителя являются постоянными по длине трубопровода. Это достаточно близко соответствует ситуации, когда снижение температуры теплоносителя на участке за счет тепловых потерь невелико и средняя температура теплоносителя мало отличается от начальной. Вследствие постоянства температуры поверхности трубопровода постоянными остаются и значения коэффициентов конвективной и лучистой теплоотдачи с поверхности трубы.

В общем случае падение температуры теплоносителя на коротком участке прямо пропорционально длине трубопровода и его диаметру и обратно пропорционально расходу теплоносителя:

$$\Delta T_w \sim (T_w - T_e) D_n L / G_w, \quad (2.1)$$

Если же трубопровод имеет малый диаметр, расход невелик, а длина участка достаточно велика, то вследствие значительного изменения температуры теплоносителя изменяется перепад температур между поверхностью трубы и воздухом, а также значение коэффициента лучистой теплоотдачи. Вследствие этого удельные потери теплоты постепенно снижаются от начала участка к его концу, и общие потери тепла уже не пропорциональны длине трубопровода. В этом случае расчет по линейной зависимости может дать слишком большую погрешность в сторону завышения теплотерь, так как снижение теплоотдачи идет по нелинейному экспоненциальному закону.

Для получения более достоверного результата расчета тепловых потерь в такой ситуации следует расчет вести по уточненным зависимостям, учитывающим экспоненциальный характер снижения теплоотдачи. Для их применения в качестве исходных данных следует обязательно использовать еще один параметр: расход теплоносителя на участке  $G_w$ .

Расчетные зависимости могут быть получены из дифференциального уравнения, описывающего процесс теплоотдачи с поверхности трубопровода элементарной длины, и дифференциального уравнения, описывающего расход теплоты вследствие остывания воды:

$$\begin{cases} dQ = a_n (T_w - T_e) \pi D_n \cdot dL & (2.2) \\ dQ = c_w G_w dT_w, & (2.3) \end{cases}$$

где  $dQ$  — теплотери участка трубопровода элементарной длины;  
 $dL$  — элементарная, бесконечно малая длина трубопровода;  
 $dT_w$  — снижение температуры теплоносителя на участке элементарной длины.  
 $c_w$  — теплоемкость воды, ккал/(кг °С).  $c_w = 1$

При выводе решения предполагается, что коэффициент теплообмена на поверхности трубопровода остается постоянным. Учитывая, что доля лучистого теплообмена в общем коэффициенте составляет около 15-20%, такое допущение вполне правомерно и не приводит к существенным погрешностям. В то же время такой подход позволяет значительно упростить конечные выражения.

Решение системы уравнений приводит к следующей зависимости падения температуры теплоносителя от длины трубопровода  $L$ :

$$\Delta T_w = (T_w - T_e) (1 - e^{-AL}), \quad (2.4)$$

где  $e$  — основание натуральных логарифмов,  $e = 2,71$ ;  
 $A$  — комплекс из расчетных величин,  $1/м$ .

$$A = \alpha_n \pi D_n / c_w G_w, \quad (2.5)$$

Конечная температура теплоносителя при этом будет:

$$T_{wk} = T_w - \Delta T_w \quad (2.6)$$

Если конечная температура теплоносителя получается меньше или равной  $0^\circ\text{C}$ , это означает, что трубопровод перемерзнет. Рассчитывать тепловые потери трубопровода в такой ситуации не имеет смысла. Критическая длина трубопровода, то есть максимально допустимая длина, при которой он еще не будет перемерзать, определится:

$$L_{кр} = - \ln(1 - T_w / (T_w - T_e)) / A \quad (2.7)$$

Если конечная температура теплоносителя получается выше  $0^\circ\text{C}$ , то могут быть рассчитаны тепловые потери трубопровода:

$$Q = c_w G_w \Delta T_w, \quad (2.8)$$

### 3. Практическая методика расчета тепловых потерь

В настоящем разделе приводится последовательность расчета и расчетные формулы для вычисления тепловых потерь трубопроводов. Входящие в формулы расчетные величины должны быть представлены в единицах измерения, указанных в таблице 3.

Таблица 3 — Используемые единицы измерения расчетных величин

Расчетный параметр	Обозначение	Единица измерения
<b>Исходные данные для расчета</b>		
Начальная температура воды в трубопроводе	$T_w$	°С
Температура воздуха	$T_e$	°С
Наружный диаметр трубопровода	$D_n$	мм
Длина трубопровода	$L$	м
Скорость ветра	$U$	м/с
Расход теплоносителя	$G_w$	т/час
<b>Промежуточные значения и результаты расчета</b>		
Часовые тепловые потери трубопровода	$Q$	ккал/час
Коэффициент конвективной теплоотдачи	$\alpha_k$	ккал/(час м <sup>2</sup> °С)
Коэффициент лучистой теплоотдачи	$\alpha_l$	ккал/(час м <sup>2</sup> °С)
Коэффициент полной теплоотдачи	$\alpha_n$	ккал/(час м <sup>2</sup> °С)
Теплопроводность воздуха	$\lambda_e$	ккал/(час м °С)
Кинематическая вязкость воздуха	$\nu_e$	м <sup>2</sup> /с
Критерий Рейнольдса	$Re$	—
Поправка на скорость воздуха	$\beta_u$	—
Поправка на угол обдувания	$\beta_\phi$	—
Коэффициент излучения абсолютно черного тела	$C_0$	ккал/(час м <sup>2</sup> (°К) <sup>4</sup> )
Степень черноты поверхности трубопровода	$\varepsilon_n$	—
Теплоемкость воды	$c_w$	ккал/(кг °С)
Снижение температуры воды	$\Delta T_w$	°С

### Последовательность расчета

1. Определяем по таблицам приложения А теплофизические характеристики воздуха  $\lambda_g$  и  $\nu_g$  при заданной его температуре. В расчете следует использовать значения, выбираемые непосредственно из таблиц, без всяких переводных коэффициентов, так как они включены в расчетные формулы.

2. По таблице 1 определяем поправочный коэффициент на скорость воздуха  $\beta_u$  в зависимости от типа местности.

3. Определяем значение поправки на угол обдувания трубопровода  $\beta_\varphi$ , приравнявая его среднему значению **0,821**, или, если известен угол обдувания, определяя его по таблице 2.

4. Определяем критерий Рейнольдса для воздуха:

$$Re = 1000 U \beta_u D_n / \nu_g \quad (3.1)$$

5. Определяем коэффициент конвективной теплоотдачи.

Если значение критерия Рейнольдса меньше 1000, то вычисление проводим по формуле:

$$\alpha_k = 4,3 \beta_\varphi Re^{0,5} \lambda_g / D_n \quad (3.2)$$

В противном случае вычисление проводим по формуле:

$$\alpha_k = 2,16 \beta_\varphi Re^{0,6} \lambda_g / D_n \quad (3.3)$$

6. Определяем степень черноты поверхности трубопровода  $\varepsilon_n$  приравнявая ее среднему значению **0,9**, или обосновываем другое значение по справочной литературе.

7. Определяем коэффициент лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_l = 4,97 \varepsilon_n (((T_n + 273)/100)^4 - ((T_g + 273)/100)^4) / (T_n - T_g) \quad (3.4)$$

8. Определяем полный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_l \quad (3.5)$$

9. Определяем часовые тепловые потери трубопроводом:

$$Q = \alpha_n \pi D_n L (T_n - T_g) / 1000 \quad (3.6)$$

10. Определяем потери тепла, за расчетный период времени, Гкал/час:

$$Q_N = 24 Q N / 1000000, \quad (3.7)$$

где  $N$  — количество суток в расчетном периоде времени.

Дальнейшие действия следует выполнять, если есть опасения, что снижение температуры на участке велико и расчет следует выполнять по нелинейной зависимости. Для дальнейшего расчета должен быть известен расход теплоносителя на участке.

11. Определяем модуль показателя экспоненты  $AL$ :

$$AL = \alpha_n \pi D_n L / (10^6 G_w) \quad (3.8)$$

Если полученное значение незначительно отличается от 0, то погрешность расчета теплопотерь составляет примерно половину вычисленного значения. Так, если полученное значение равно 0,05, то можно считать, что теплопотери были определены с точностью порядка 2,5%. Если полученная точность расчета устраивает, то переходим к пункту 13. При необходимости можно откорректировать значение теплопотерь в соответствии с определенной погрешностью:

$$Q = Q (1 - AL / 2) \quad (3.9)$$

12. Если значение модуля показателя экспоненты  $AL$  больше 0,05, или если требуется более высокая точность расчета, вычисляем снижение температуры теплоносителя на участке за счет теплопотерь по экспоненциальной зависимости:

$$\Delta T_w = (T_w - T_e) (1 - e^{-AL})$$

13. Определяем конечную температуру теплоносителя, чтобы убедиться, что трубопровод не перемерзнет:

$$T_{wk} = T_w - \Delta T_w \quad (3.10)$$

13. Определяем уточненное значение теплопотерь:

$$Q = 1000 G_w \Delta T_w \quad (3.11)$$

14. Определяем уточненные потери тепла за расчетный период времени в соответствии с п.10.

#### 4. Пример расчета тепловых потерь трубопровода

##### Исходные данные:

Требуется определить потери теплоты подающим трубопроводом за февраль при следующих исходных данных:

$$D_n = 426 \text{ мм}, \quad L = 750 \text{ м}, \quad T_w = 78^\circ\text{C}, \quad T_e = -21^\circ\text{C}, \quad U_e = 6,4 \text{ м/с}, \\ G_w = 460 \text{ т/час}, \quad N = 28 \text{ сут.}, \text{ местность пересеченная.}$$

##### Расчет:

1. Определяем по таблицам приложения А при  $T_e = -21^\circ\text{C}$ :  $\lambda_e = 1,953$   
 $\nu_e = 11,69$

2. По таблице 1 определяем для пересеченной местности:  $\beta_u = 0,707$

3. Принимаем по среднему значению:  $\beta_\varphi = 0,821$

4. Вычисляем:  $Re = 1000 \cdot 6,4 \cdot 0,707 \cdot 426 / 11,69 = 164890$

5. Вычисляем:  $\alpha_k = 2,16 \cdot 0,821 \cdot 162567^{0,6} \cdot 1,953 / 420 = 10,975$

6. Принимаем по среднему значению:  $\varepsilon_n = 0,9$

7. Вычисляем:

$$\alpha_n = 4,97 \cdot 0,9 \cdot (((78+273)/100)^4 - ((-21+273)/100)^4) / (78+21) = 4,348$$

8. Вычисляем:  $\alpha_n = 10,975 + 4,348 = 15,323$

9. Вычисляем:

$$Q = 16,08 \cdot 3,14 \cdot 420 \cdot 750 \cdot (78+21) / 1000 = 1522392 \text{ ккал/час}$$

11. Вычисляем:  $AL = 16,08 \cdot 3,14 \cdot 420 \cdot 750 / (10^6 \cdot 460) = 0,03343$

Следовательно, теплотери были определены с погрешностью около  $0,03343 / 2 \cdot 100 = 1,7\%$ . Вычислений по нелинейной зависимости не требуется. Для коррекции значения теплотери вычисляем:

$$Q = 1522392 \cdot (1 - 0,03343 / 2) = 1496945 \text{ ккал/час}$$

12. Вычисляем:  $\Delta T_w = 1496945 / (10^3 \cdot 460) = 3,254^\circ\text{C}$

13. Вычисляем:  $Q_N = 24 \cdot 1496945 \cdot 28 / 1000000 = 1005,95 \text{ Гкал}$

При вычислении по экспоненциальной зависимости получили бы следующие результаты:

$$\Delta T_w = (78 + 21) \cdot (1 - \text{EXP}(0,03343)) = 3,255 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 1000 \cdot 460 \cdot 3,255 = 1497300 \text{ ккал/час}$$

$$Q_N = 24 \cdot 1497300 \cdot 28 / 1000000 = 1006,2 \text{ Гкал}$$

## Приложение А

### Теплофизические характеристики воздуха

Таблица А1 — Коэффициенты теплопроводности воздуха  $\lambda_g \cdot 10^2$

$T_B, ^\circ\text{C}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
$T_B < 0$	-40	1,820	1,813	1,806	1,799	1,792	1,785	1,778	1,771	1,764	1,757
	-30	1,890	1,883	1,876	1,869	1,862	1,855	1,848	1,841	1,834	1,827
	-20	1,960	1,953	1,946	1,939	1,932	1,925	1,918	1,911	1,904	1,897
	-10	2,030	2,023	2,016	2,009	2,002	1,995	1,988	1,981	1,974	1,967
	0	2,100	2,093	2,086	2,079	2,072	2,065	2,058	2,051	2,044	2,037
$T_B > 0$	0	2,100	2,106	2,112	2,118	2,124	2,13	2,136	2,142	2,148	2,154
	10	2,160	2,167	2,174	2,181	2,188	2,195	2,202	2,209	2,216	2,223
	20	2,230	2,237	2,244	2,251	2,258	2,265	2,272	2,279	2,286	2,293
	30	2,300	2,307	2,314	2,321	2,328	2,335	2,342	2,349	2,356	2,363
	40	2,370	2,376	2,382	2,388	2,394	2,400	2,406	2,412	2,418	2,424

Таблица А2 — Коэффициенты кинематической вязкости воздуха  $\nu_g \cdot 10^6$

$T_B, ^\circ\text{C}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
$T_B < 0$	-40	10,04	9,959	9,878	9,797	9,716	9,635	9,554	9,473	9,392	9,311
	-30	10,80	10,72	10,65	10,57	10,50	10,42	10,34	10,27	10,19	10,12
	-20	11,79	11,69	11,59	11,49	11,39	11,30	11,20	11,10	11,00	10,90
	-10	12,43	12,37	12,30	12,24	12,17	12,11	12,05	11,98	11,92	11,85
	0	13,28	13,20	13,11	13,03	12,94	12,86	12,77	12,69	12,60	12,52
$T_B > 0$	0	13,28	13,37	13,46	13,54	13,63	13,72	13,81	13,90	13,98	14,07
	10	14,16	14,25	14,34	14,43	14,52	14,61	14,70	14,79	14,88	14,97
	20	15,06	15,15	15,25	15,34	15,44	15,53	15,62	15,72	15,81	15,91
	30	16,00	16,10	16,19	16,29	16,38	16,48	16,58	16,67	16,77	16,86
	40	16,96	17,06	17,16	17,26	17,36	17,46	17,55	17,65	17,75	17,85

## Литература

1. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебное пособие для неэнергетических специальностей вузов — М.: Высшая школа, 1975 — 496 с. ил.
2. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. I. Отопление / В.Н.Богословский, Б.А.Крупнов, А.Н.Сканави и др.: Под ред. И.Г.Староверова и Ю.И.Шиллера. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Стройиздат, 1990 — 344 с.: ил.— (Справочник проектировщика).
3. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха — 3-е изд, перераб. и доп. — М.: Высшая школа, 1971 — 460 с. ил.
4. СНиП 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия
5. СНиП 2.04.14-88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов
6. СНИП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика.
7. Справочник по климату СССР.