



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Методические указания
для проведения практических занятий для
подготовки бакалавров направления
08.03.01 «Строительство» по дисциплине

«Теплогазоснабжение и вентиляция»

Авторы
Тихомиров А.Л.,
Тихомиров С.А.

Ростов-на-Дону, 2018

Аннотация

Теплогазоснабжение и вентиляция: методические указания для проведения практических занятий для подготовки бакалавров направления 08.03.01 «Строительство».

Приведены примеры решения задач по основным разделам дисциплины «Теплоснабжение».

Авторы

к.т.н., доцент кафедры
«Теплогазоснабжение и
вентиляция»
Тихомиров А.Л.

к.т.н., доцент, зав. кафедрой
«Теплогазоснабжение и
вентиляция»
Тихомиров С.А.





Оглавление

1. ТЕПЛОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ	4
2. РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	6
3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ.....	7
4. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ	10
5. ТЕПЛОЙ РАСЧЕТ	13
ЛИТЕРАТУРА.....	15

1. ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

Пример. Определить годовые расходы теплоты на отопление, горячее водоснабжение и суммарный для здания длиной 86 м, шириной 14 м и высотой 20 м. Коэффициент остекления (отношение поверхности окон к общей поверхности вертикальных наружных ограждений) $\varphi=0,2$. $k_{ст}=1,20$ Вт/(м²°С); $k_{ок}=3,23$ Вт/(м²°С); $k_{пт}=0,90$ Вт/(м²°С); $k_{пл}=0,77$ Вт/(м²°С)

Температура внутреннего воздуха $t_{вн}=18^{\circ}\text{C}$, а расчетная для отопления температура наружного воздуха $t_{н.о.}=-25^{\circ}\text{C}$. Средняя температура наружного воздуха за отопительный период $t_{н.ср.}=-3,2^{\circ}\text{C}$. Длительность отопительного периода $n_o=4920$ часов. Полная длительность работы тепловой сети за год $n=8400$ часов.

Обеспеченность жилой площадью $f_{ж}=10\text{ м}^2/\text{чел}$. Среднедневной расход воды за сутки на 1 человека $a=105$ кг/(сут*чел); температура холодной (водопроводной) воды для зимнего периода $t_x=5^{\circ}\text{C}$; температуру нагретой местной воды $t_r=60^{\circ}\text{C}$. Объемный коэффициент здания $K_{об}=V/F_{ж}=6,4\text{ м}^3/\text{ м}^2$ ($F_{ж}$ -жилая площадь м²).

Решение. Поверхности стен, окон, потолка и пола:

$$F_{ст}=(86+14)*2*20*0,8=3200 \text{ м}^2;$$

$$F_{ок}=(86+14)*2*20*0,2=800\text{ м}^2;$$

$$F_{пт}=F_{пл}=86*14=1204\text{ м}^2.$$

Наружный объем здания:

$$V=86*14*20=24080\text{ м}^3.$$

Удельные теплотопотери теплопередачей через наружные ограждения здания:

$$q = \frac{\sum kF}{F} = \frac{(1,2 * 3200 + 3,23 * 800 + 0,9 * 1204 * 0,8 + 0,77 * 1204 * 0,7)}{24080} = 0,326 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Расчетные теплотопотери теплопередачей через наружные ограждения здания:

$$Q_r=q_o V(t_{вн}- t_{н.о.})=0,326*24080(18+25) = 337000 \text{ Вт}=0,337 \text{ МВт}.$$

Средняя за отопительный период нагрузка отопления определяется пересчетом:

$$Q_o^{cp} = \frac{t_{вн} - t_n^{cp}}{t_{вн} - t_{н.о}} = 0,037 \frac{(18 + 3,2)}{(18 + 25)} = 0,166 \text{ МВт.}$$

Годовой расход теплоты на отопление:

$$Q_o^{год} = Q_o^{cp} n_o = 0,166 * 17,7 * 10^6 = 2940 \text{ ГДж/год.}$$

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение подсчитывается для зимнего и летнего периода отдельно.

Жилая площадь здания:

$$F_{ж} = V / K_{об} = 24080 / 6,4 = 3760 \text{ м}^2.$$

Число жителей здания:

$$M = F_{ж} / f_{ж} = 3760 / 10 = 376 \text{ чел.}$$

Тепловая нагрузка горячего водоснабжения для зимнего периода средненедельная:

$$Q_{г.з}^{cp.н} = \frac{\alpha M c (t_{г} - t_{х})}{n_c} = \frac{105 * 376 * 4190 (60 - 5)}{3600 * 24} = 0,105 \text{ МВт.}$$

Тепловая нагрузка горячего водоснабжения для летнего периода средненедельная:

$$Q_{г.л}^{cp.н} = \frac{\alpha M c (t_{г} - t_{х})}{n_c} = \frac{105 * 376 * 4190 (60 - 15)}{3600 * 24} = 0,086 \text{ МВт,}$$

$$Q_{г}^{год} = Q_{г.з}^{cp.н} * n_o + Q_{г.л}^{cp.н} * (n - n_o) = 0,105 * 17,7 * 10^6 + 0,086 * 12,5 * 10^6 = 2933,5 \text{ ГДж/год.}$$

Суммарный годовой расход теплоты:

$$Q^{год} = Q_o^{год} + Q_{г}^{год} = 2940 + 2933,5 = 5873,5 \text{ ГДж/год.}$$

2. РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Пример. При расчетной температуре наружного воздуха для отопления $t_{н.о} = -32^\circ\text{C}$ температура воды в подающем трубопроводе отопительной сети $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$ и в обратном $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$. Расчетная внутренняя температура отапливаемых помещений $t_{вн} = 18^\circ\text{C}$. Определить температуру в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети при температуре наружного воздуха $t_{н} = -7^\circ\text{C}$, если эта сеть работает по графику центрального качественного регулирования.

Решение. Относительная тепловая нагрузка при $t_{н} = -7^\circ\text{C}$:

$$Q_{о.отн.} = Q_o / Q_{p.o} = (t_{вн} - t_{н}) / (t_{вн} - t_{н.о.}) = \\ = (18 + 7) / (18 + 32) = 0,5.$$

Температура воды в подающем и обратном трубопроводах при $t_{н} = -7^\circ\text{C}$:

$$\tau_{1.тек.} = t_{вн} + (\tau_1 - t_{вн}) Q_{о.отн} = 18 + (150 - 18) 0,5 = 84^\circ\text{C},$$

$$\tau_{2.тек.} = t_{вн} + (\tau_2 - t_{вн}) Q_{о.отн} = 18 + (70 - 18) 0,5 = 44^\circ\text{C}.$$

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Пример 3.1. Определить удельное линейное падение давления для воды с температурой $t=75^{\circ}\text{C}$, проходящей по трубопроводу $d=100\text{мм}$ со скоростью $\omega=0,2\text{м/с}$. Эквивалентная шероховатость трубопровода $k_э=0,5\text{мм}$.

Решение. Кинематическая вязкость и плотность воды при $t=75^{\circ}\text{C}$ $\nu=0,391 \cdot 10^{-6}\text{м}^2/\text{с}$ и $\rho=975\text{кг/м}^3$.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{0,2 * 0,1}{0,391 * 10^{-6}} = 51100.$$

Предельное число Рейнольдса:

$$Re_{пр} = 568 \frac{d}{k_э} = \frac{568 * 0,1}{0,0005} = 113500.$$

Поскольку $2300 < Re < Re_{пр}$, то коэффициент гидравлического трения определяем по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,1} + \frac{68}{51100} \right)^{0,25} = 0,31.$$

Удельное линейное падение давления:

$$R_{л} = \frac{\lambda \omega^2 \rho}{2d} = \frac{0,031 * 0,2^2 * 975}{2 * 0,1} = 6,04 \text{ Па/м}.$$

Пример 3.2. По трубопроводу с внутренним диаметром $d=514\text{мм}$ и длиной $L=1000\text{м}$ подается вода в $V=0,35\text{м}^3/\text{с}$ с температурой 75°C и избыточным давлением в начальной точке $p_1=0,8\text{Мпа}$. Отметка оси трубопровода в его конечной точке на 8м выше отметки начальной точки. Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \zeta=10$.

Определить полный напор (сумма геометрического, пьезометрического и динамического напоров) и сумму геометрического и пьезометрических напоров в начальной и конечной точках трубопровода, а также давление в конечной точке. При расчете эквивалентную шероховатость принять $k_э=0,5\text{мм}$.

Решение. Скорость воды:

$$\omega = 4V/\pi d^2 = \frac{4 \cdot 0,35}{3,14 \cdot 0,514^2} = 1,69 \text{ м/с.}$$

Поскольку $\omega > \omega_{пр}$, коэффициент гидравлического трения определяем по формуле Б.Л. Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,005}{0,514} \right)^{0,25} = 0,0194.$$

Эквивалентная длина местных сопротивлений и приведенная длина:

$$l_3 = \frac{\Sigma \xi d}{\lambda} = \frac{10 \cdot 0,514}{0,0194} = 265 \text{ м,}$$

$$l_{пр} = l + l_3 = 1000 + 265 = 1265 \text{ м.}$$

Удельное линейное падение давления при $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$ (для $t = 75^\circ \text{C}$):

$$R_{л} = \frac{\lambda \omega^2}{2d} \rho = \frac{0,0194 \cdot 1,69^2}{2 \cdot 0,514} \cdot 975 = 52,6 \frac{\text{Па}}{\text{м}}.$$

Потери напора при $g\rho = 9,81 \cdot 975 = 9570 \text{ н/м}^2$:

$$\delta H = \frac{R_{л} l_{пр}}{\rho g} = \frac{52,6 \cdot 1265}{9570} = 6,96 \text{ м.}$$

Отметку начальной точки трубопровода принимаем равной нулю ($z=0$). Полный напор в начале и конце трубопровода:

$$H_1 = \frac{p}{\rho g} + z_1 + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{800000}{9570} + 0 + \frac{1,69^2}{2 \cdot 9,81} = 83,75 \text{ м.}$$

$$H_2 = H_1 - \sigma H = 83,6 - 6,96 = 76,9 \text{ м.}$$

Давление в конце трубопровода при $\omega = \omega_1 = \omega_2$:

$$p_2 = p_1 - \delta H \rho g - (z_2 - z_1) \rho g = 800000 - 6,96 \cdot 9570 - (8 - 0) \cdot 9570 = 0,657 \cdot 10^{-6}.$$

Сумма геометрического и пьезометрического напоров в начале и конце трубопровода:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{800000}{9520} + 0 = 83,6\text{м},$$

$$\frac{p_2}{\rho g} + z_2 = \frac{657000}{9520} + 8 = 76,65\text{м}.$$

4. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

Пример. Провести тепловой и конструктивный расчет отопительного парового подогревателя горизонтального типа, а также определить потери напора при движении воды в трубках по следующим данным: производительность подогревателя $Q=1,163 \cdot 10^6$ Вт; абсолютное давление сухого насыщенного пара $p=2,94$ Мпа ($T_n=133^\circ\text{C}$); температура конденсата, выходящего из подогревателя, $T_k=T_n$; температура воды при входе в подогреватель $t_1=70^\circ\text{C}$, а при выходе из него $t_2=95^\circ\text{C}$.

При расчете принять: скорость воды в трубках $\omega=1$ м/с; плотность воды $\rho=1000$ кг/м³; число ходов $z=2$; наружный диаметр латунных труб 16 мм при толщине стенки $\delta=1$ мм. Загрязнение поверхности учесть дополнительным тепловым сопротивлением $\delta_3/\lambda_3=0,00013$ м² °С/Вт.

Решение. Расход воды:

$$G = \frac{Q}{c(t_2 - t_1)} = \frac{1,163 \cdot 10^6}{4190(95 - 70)} = 11,1 \text{ КГ/С},$$

ИЛИ

$$V=0,0111 \text{ М}^3/\text{С}.$$

Число трубок в одном ходе и корпусе

$$n_0 = \frac{4V}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 0,0111}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,014^2} = 72 \text{ шт},$$

$$n = zn_0 = 72 \cdot 2 = 144 \text{ шт}.$$

Принимая шаг трубы $a=25$ мм, угол между осями трубной системы $\xi=60^\circ$ и коэффициент использования трубной решетки $\psi=0,7$, определяем диаметр корпуса:

$$D = 1,13a \sqrt{\frac{n \sin \xi}{\psi}} = 1,13 \cdot 0,025 \sqrt{\frac{144 \sin 60^\circ}{0,7}} = 0,378 \text{ м}.$$

Принимаем для корпуса подогревателя трубу диаметром 426/414 мм

Приведенное число трубок в вертикальном ряду:

$$m \approx \sqrt{n} = \sqrt{144} = 12 \text{ шт.}$$

Температурный напор:

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{\tau_H - t_1}{\tau_H - t_2}} = \frac{95 - 70}{\ln \frac{133 - 70}{133 - 95}} = 49,4 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Средняя температура воды и стенки:

$$t = \tau_H - \Delta t = 133 - 49,4 = 86,3^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{ст}} = 0,5(t + \tau_H) = 0,5(86,3 + 133) = 108,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

В рассматриваемом случае критерий Z получается меньше критического ($Z_{\text{кр}} = 3900$), что указывает на ламинарный режим течения пленки конденсата, для которого коэффициент теплоотдачи от пара к стенке может быть определен по преобразованной формуле Лабунцова (при $\tau_H = 133 \text{ }^\circ\text{C}$ $A_2 = 9494$):

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{ml(\tau_H - t_{\text{ст}})}} = \frac{9494}{\sqrt[4]{12 * 0,016(133 - 108,3)}} = 6420 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде (при $t = 83,6$ $A_5 = 3094$):

$$\alpha_{\text{в}} = A_5 \frac{\omega^{0,8}}{d^{0,2}} = 3094 \frac{1^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 7269 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C.}$$

Расчетный коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}} = \frac{1}{\frac{1}{6420} + \frac{0,001}{105} + 0,00013 + \frac{1}{7269}} = \frac{2314 \text{ Вт}}{\text{м}^2} \text{ }^\circ\text{C.}$$

Уточненное значение температуры стенки трубок:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{н}} \alpha_{\text{п}} + t_{\text{в}} \alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{п}} + \alpha_{\text{в}}} = \frac{133 * 7269 + 83,6 * 6420}{7269 + 6420} = 110^\circ\text{C.}$$

Поскольку уточненное значение $t_{ст}$ мало отличается от принятого для предварительного расчета, пересчета расчетного коэффициента теплопередачи не производим.

Площадь поверхности нагрева:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{1.163 * 10^6}{2314 * 49,4} = 10,2 \text{ м}^2.$$

Длина трубок и длина хода воды:

$$l = \frac{F}{\pi d n} = \frac{10,2}{3,14 * 0,015 * 144} = 1,51 \text{ м},$$

$$L = lz = 1,51 * 2 = 3,02 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса для воды $t=83,6 \text{ }^\circ\text{C}$, $\nu=0,352 * 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{1 * 0,014}{0,352 * 10^6} = 39800.$$

Коэффициент гидравлического трения для латунных трубок с учетом их загрязнения $k_э=0,2 \text{ мм}$:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0032}{0,014} + \frac{68}{39800} \right)^{0,25} = 0,0391.$$

Коэффициенты местных сопротивлений приведены ниже:

На входе в камеру	$1,5 * 1 = 1,5$,
На входе в трубки	$1,0 * 2 = 2,0$,
На выходе из трубок	$1,0 * 2 = 2,0$,
При повороте на 180°	$2,5 * 1 = 2,5$,
На выходе из камеры	$1,5 * 1 = 1,5$,
	$\Sigma \xi = 9,5$.

Потери напора в подогревателе

$$\delta H = \left(\frac{\lambda L}{d} + \Sigma \xi \right) \frac{\omega^2}{2g} = \left(\frac{0,0391 * 3,02}{0,014} + 9,5 \right) \frac{1^2}{2 * 9,81} = 0,94 \text{ м}.$$

5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Пример. Определить тепловые потери 1 м подающего и обратного теплопроводов с наружным диаметром $d=273$ мм, проложенного бесканально в грунте на глубине $h=1,8$ м с расстоянием между осями труб $b=520$ мм.

Температура воды в подающем трубопроводе $t_1=150$ °с, а в обратном трубопроводе $t_2=70$ °с. Температура грунта на глубине заложения труб $t_0=2$ °с. Теплопроводность изоляции $\lambda_{и}=0,116$ Вт/м²°С, толщина ее на подающем трубопроводе $\delta_1=70$ мм и на обратном $\delta_2=40$ мм. Теплопроводность грунта $\lambda_{г}=1,75$ Вт/м²°С.

Решение. Так как $\frac{h}{d_{и}} = \frac{1,8}{0,413} > 2$, то расчет ведем по формулам для трубопроводов глубокого заложения.

Термическое сопротивление подающего и обратного трубопроводов:

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_{и}} \ln \frac{d_{и1}}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гп}} \ln \frac{4h}{d_{и1}} = \frac{1}{2 * 3,14 * 0,116} \ln \frac{0,413}{0,273} + \frac{1}{2 * 3,14 * 1,75} \ln \frac{4 * 1,8}{0,413} = 0,828 \text{ м}^\circ \frac{\text{с}}{\text{Вт}},$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_{и}} \ln \frac{d_{и2}}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гп}} \ln \frac{4h}{d_{и2}} = \frac{1}{2 * 3,14 * 0,116} \ln \frac{0,353}{0,273} + \frac{1}{2 * 3,14 * 1,75} \ln \frac{4 * 1,8}{0,353} = 0,624 \text{ м}^\circ \frac{\text{с}}{\text{Вт}}.$$

Условное термическое сопротивление, учитывающее взаимное влияние труб:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{гп}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2} = \frac{1}{2 * 3,14 * 1,75} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 1,8}{0,52}\right)^2} = 0,177 \text{ м}^\circ\text{с}/\text{Вт}.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного теплопроводов:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2} =$$

Теплогазоснабжение и вентиляция

$$= \frac{(150 - 2)0,624 - (70 - 2)0,177}{0,828 * 0,624 - 0,177^2} = 165 \text{ Вт/м},$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2} =$$
$$= \frac{(70 - 2)0,828 - (150 - 2)0,177}{0,828 * 0,624 - 0,177^2} = 61,6 \text{ Вт/м}.$$

Суммарные удельные тепловые потери:

$$q = q_1 + q_2 = 165 + 61,6 = 226,6 \text{ Вт/м}.$$



ЛИТЕРАТУРА

1. Сафонов А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 232с.