

УДК 697.1

ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ С УСИЛЕННОЙ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТОЙ НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

Полунин Ю.Н., магистр, аспирант

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

Предельно острые топливно-энергетические проблемы в стране предопределяют необходимость изыскания нетрадиционных источников теплообеспечения. Среди перспективных направлений в этом плане рассматривается использование низкопотенциальных источников теплоты с применением теплонасосных установок (ТНУ), возобновляемых источников теплоты, котлов, работающих в конденсационном режиме [1.2.3]. Одновременно с этим нормами предусмотрено улучшение теплоизоляционных свойств зданий («тепловая санация»): утепление стен, чердачного перекрытия и перекрытия над техническим подпольем, замена окон с увеличением их термического сопротивления и др.

При осуществлении этих теплоизоляционных мероприятий представляется целесообразным перевод существующих систем отопления (расчетные параметры теплоносителя в подавляющем числе потребителей $95^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ [4]) на работу в низкотемпературном режиме ($80^{\circ}\text{C}/60^{\circ}\text{C}$; $75^{\circ}\text{C}/60^{\circ}\text{C}$; $50^{\circ}\text{C}/30^{\circ}\text{C}$ и даже $40^{\circ}\text{C}/30^{\circ}\text{C}$) [5].

Здесь автором [5] рассматривается один из возможных вариантов эксплуатации существующих систем отопления утепленных зданий при переводе их в режим эксплуатации низкотемпературных систем отопления. При этом система отопления рассматривается как один отопительный прибор и расход теплоносителя сохраняется расчетным.

Между тем такую систему отопления следует рассматривать не только как систему с завышенными площадями поверхности нагревательных приборов, что вызывает ее разрегулировку [6], но и как систему с нарушенным теплотемпературным режимом. При этом наибольшее отклонение в величине теплопоступления в отапливаемое помещение происходит между первым и концевыми приборами по ходу поступления теплоносителя.

А. Однотрубные системы отопления.

Найдем величину тепловой разрегулировки между указанными приборами для однотрубных систем отопления при традиционных условиях расчета и при низкотемпературном режиме.

Для теплоотдачи первых «п» по ходу поступления теплоносителя приборов имеет место общеизвестные уравнения

$$Q_n^p = aF_n (t_r^p - \Theta_n^p / 2 - t_b)^{1+m}, \quad (1)$$

$$Q_n^h = aF_n (t_r^h - \Theta_n^h / 2 - t_b)^{1+m}. \quad (2)$$

где Q_n^p и Q_n^h - тепловая мощность отопительных приборов соответственно при традиционных «р» и низкотемпературных «н» условиях, Вт; a и m - постоянные коэффициенты, зависящие от отопительного прибора; F_n - установленная теплоотдающая поверхность прибора, м²; t_r^p и t_r^h - температура поступающего в прибор теплоносителя соответственно для рассматриваемых условий, °С; Θ_n^p и Θ_n^h - перепад температур теплоносителя в приборе, °С; t_b - расчетная температура воздуха внутри отапливаемого помещения, °С.

Значения Θ_n^p и Θ_n^h имеют весьма малую величину и ими можно без большой погрешности пренебречь.

Тогда из уравнений (1) и (2) получим

$$Q_n^h / Q_n^p = \varphi_n = [(t_r^h - t_b) / (t_r^p - t_b)]^{1+m} \quad (3)$$

где φ_n - коэффициент изменения теплотомощности первого прибора.

Аналогичным образом для конечного «к» прибора имеем

$$Q_k^p = aF_k (t_o^p + \Theta_k / 2 - t_b)^{1+m}, \quad (4)$$

$$Q_k^h = aF_k (t_o^h - \Theta_k / 2 - t_b)^{1+m}. \quad (5)$$

Отметим, что индексы «п» и «к» относятся соответственно к первому и конечному приборам.

Из уравнений (4) и (5) получим

$$Q_k^h / Q_k^p = \varphi_k = [(t_o^k - t_b) / (t_o^p - t_b)]^{1+m} \quad (6)$$

Таким образом оценку степени тепловой разрегулировки можно определить по соотношению между изменением теплотомощности первого φ_n и конечного φ_k отопительных приборов, то есть

$$\varphi_n / \varphi_k = \left[\frac{(t_r^h - t_b) / (t_o^p - t_b)}{(t_r^p - t_b) / (t_o^h - t_b)} \right]^{1+m}. \quad (7)$$

Расчеты по уравнению (7) для отмеченных в [5] параметров низкотемпературных систем отопления приведены в таблице 1. При расчетах принималось $t_b = 18 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_r^p = 95 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_o^p = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 1. - Зависимость φ_n/φ_k от $(t_r^h - t_o^h)$

$(t_r^h \div t_o^h), \text{ }^\circ\text{C}$	(80÷60)	(75÷60)	(50÷30)	(40÷30)
φ_n/φ_k	0,9969	0,8913	2,174	1,326

Из таблицы 1 видно, что при сохранении постоянного расхода теплоносителя, соответствующего параметрам $(t_r^h/t_o^h) = (95/70)$, теплоотдача отопительных приборов может отличаться в 1,5÷2 раза.

Поэтому представляется целесообразным найти такую величину расхода теплоносителя, при которой перевод существующих систем отопления в условиях работы в низкотемпературном режиме не вызывает разрегулировки и обеспечивает необходимую подачу теплоты в отапливаемое помещение, то есть

$$\varphi_n = \varphi_k \text{ и } Q_k^h = Q_n^h = \psi \cdot Q^p, \quad (8)$$

где Q^p - существующая расчетная мощность отопительных приборов (системы отопления до утепления наружных ограждений), Вт; ψ - коэффициент, учитывающий снижение теплопотерь здания, за счет повышения тепловых характеристик ограждений («тепловая санация»).

Обозначим величины, входящие в уравнения (1)-(5), следующим образом

$$\Theta_n^p = \frac{Q_n^p}{c \cdot G^p}; \quad \Theta_n^h = \frac{Q_n^h}{c \cdot \mu \cdot G^p}; \quad \Theta_k^p = \frac{Q_k^p}{c \cdot G^p} \text{ и } \Theta_k^h = \frac{Q_k^h}{c \cdot \mu \cdot G^p}, \quad (9)$$

где μ_o - относительный расход теплоносителя, при котором в условиях перехода однетрубных систем отопления на работу в низкотемпературном режиме, не происходит тепловой разрегулировки, то есть $\varphi_n = \varphi_k$.

На основе сопоставления уравнений (1)-(5) выявлено, что условие $\varphi_n = \varphi_k$ выполняется во всех случаях при

$$\mu = \varphi^{\frac{m}{1+m}} \quad (10)$$

В двухтрубных системах отопления тепловая разрегулировка возникает в следствие гидравлической разрегулировки. В свою очередь гидравлическую разрегулировку вызывает гравитационное давление, которое для различного расположения отопительных приборов имеет разную величину.

Рассматривая расчетное состояние трубопроводной сети (двухтрубный стояк) для первого (верхнего) и концевого (нижнего) прибора, можем записать

$$S_n (G_n^p)^2 - S_k (G_k^p)^2 = \Delta P_{гр.п.}^p, \quad (11)$$

где S_n и S_k – характеристика сопротивления трубопроводной части соответственно первого и концевого стояков, $\text{Па} \cdot \text{с}^2 / \text{кг}^2$; $\Delta P_{гр.п.}^p$ – расчетное гравитационное давление, Па.

Величина расчетного гравитационного давления может быть найдена по выражению

$$\Delta P_{гр.п.}^p = \rho \beta g h_n \frac{Q_n^p}{c G_n^p}, \quad (12)$$

где ρ – средняя плотность теплоносителя в диапазоне изменения его температуры, $\text{кг}/\text{м}^3$; β – удельное приращение плотности теплоносителя, $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$; h_n – геометрическая высота расположения первого прибора над концевым, м; c – теплоемкость теплоносителя, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; g – ускорение, $9,81 \text{ м}/\text{с}^2$.

При другой величине расхода, пренебрегая изменением S_n, S_k, ρ, β , уравнение (12) трансформируется в виде

$$S_n (\mu G_n^p)^2 - S_k (\mu G_k^p)^2 = \rho \beta g h_n \frac{\Psi Q_n^p}{c \mu \cdot G_r^p}. \quad (13)$$

Решая это уравнение и уравнение (12) получим μ_g для двухтрубных систем

$$\mu_d = \Psi^{\frac{1}{3}}. \quad (14)$$

При решении уравнений (12) и (13) с учетом (14) Е.А. Белинкий [6], учитывая изменения вязкости теплоносителя, нелинейное приращение его плотности, получил для двухтрубных систем

$$\mu_d = \Psi^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

Таким образом, видно, что при переводе существующих систем отопления утепленных зданий на режим низкотемпературного отопления значение рабочего (условно расчетного) расхода теплоносителя следует принимать в зависимости от уровня теплоизоляционных показателей. В таблице 2 приведены значения μ (принималось $m=0,32$).

Таблица 2.

Ψ	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
а) Однотрубные системы $\mu = \Psi^{\frac{1}{1+n}}$	0,8453	0,8835	0,9172	0,9473	0,9748
б) Двухтрубные системы $\mu_{\text{д}} = \Psi^{\frac{1}{3}}$	0,7937	0,8434	0,8879	0,9283	0,9655
$\mu_{\text{д}} = \Psi^{\frac{1}{2}}$	0,7071	0,7746	0,8367	0,8944	0,9487
$\Delta t^{\text{н}} - (t_{\text{г}}^{\text{н}} - t_{\text{о}}^{\text{н}})$					
а) однотрубные системы	15	17	19	21	23
б) двухтрубные системы	$\frac{16}{18}$	$\frac{18}{19,5}$	$\frac{20}{21}$	$\frac{21,5}{22,5}$	$\frac{23,5}{24}$

При найденных значениях μ , при которых отсутствует гидротепловая разрегулировка, величина перепада температур теплоносителя $(t_{\text{г}}^{\text{н}} - t_{\text{о}}^{\text{н}})$ является предельной.

Так, из уравнения теплового баланса

$$cG^{\text{п}}(t_{\text{г}}^{\text{п}} - t_{\text{о}}^{\text{п}})\Psi = c\mu \cdot G^{\text{п}}(t_{\text{г}}^{\text{н}} - t_{\text{о}}^{\text{н}}) = c\mu \cdot G^{\text{п}}\Delta t^{\text{н}}, \quad (16)$$

получим

$$(t_{\text{г}}^{\text{н}} - t_{\text{о}}^{\text{н}})\Delta t_{\text{н}} = \frac{\Psi}{\mu}(t_{\text{г}}^{\text{п}} - t_{\text{о}}^{\text{п}}). \quad (17)$$

Значения $(t_{\text{г}}^{\text{н}} - t_{\text{о}}^{\text{н}})$ для $(t_{\text{г}}^{\text{п}} - t_{\text{о}}^{\text{п}}) = 95 \div 70$ °С приведены в таблице 2.

Выводы

1. Перевод существующих систем отопления в режиме работы по низкотемпературному графику требует уменьшение расхода теплоносителя в зависимости от уровня тепловой защиты наружных ограждений здания.

2. Расчетный перепад температур Δt_n в системе отопления, при котором отсутствует разрегулировка, следует принимать с учетом новых тепловых характеристик здания.

3. При выборе теплогенераторных установок абсолютные значения их параметров необходимо учитывать приведенные выше оптимальные значения Δt_n .

Summary

The method of optimizing the design parameters of low-temperature heating of buildings with reinforced outer thermal protection inclosure.

Литература

1. ГОСТ 30735-2001 Межгосударственный стандарт. Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью от 0,1 до 4,0 МВт. Общие технические условия. – 16 с.

2. Конденсаторные напольные котлы/ Колви – Украина. – <http://www.kolvi.com>.

3. Condensing boiler and direct contact system. Equipment list / Datech Group – 2007. – <http://cws.gazmetro.com>

4. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: Госстрой России, 2004. – 54 с.

5. Жовмир Н.М., Низкотемпературные режимы систем отопления как предпосылка эффективного применения конденсационных котлов и тепловых насосов. Коммунальная и промышленная теплоэнергетика, №5, - ИТТФ НАН Украины, - Киев, 2008, - 7 с.

6. Белинкий Е.А., Расчет и эксплуатационный режим одноконтурных систем водяного отопления. Изд-во МКХ РСФСР, М., 1952.