

**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; а и m – постоянные коэффициенты, зависящие от отопительного прибора;  $F_n$  - установленная теплоотдающая поверхность прибора, м<sup>2</sup>;  $t_r^p$  и  $t_r^h$  - температура поступающего в прибор теплоносителя соответственно для рассматриваемых условий, °С;  $\Theta_n^p$  и  $\Theta_n^h$  - перепад температур теплоносителя в приборе, °С;  $t_b$  - расчетная температура воздуха внутри отапливаемого помещения, °С.

Значения  $\Theta_n^p$  и  $\Theta_n^h$  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  $\varphi_n$  - 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

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

Таким образом оценку степени тепловой разрегулировки можно определить по соотношению между изменением теплотомощности первого  $\varphi_n$  и конечного  $\varphi_k$  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  $t_b = 18$  °C;  $t_r^p = 95$  °C;  $t_o^p = 70$  °C.

Таблица 1. - Зависимость  $\varphi_n/\varphi_k$  от  $(t_r^h - t_o^h)$

$(t_r^h \div t_o^h),$ °C	(80÷60)	(75÷60)	(50÷30)	(40÷30)
$\varphi_n/\varphi_k$	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;  $\psi$  - 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  $\mu_o$  - 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

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

## Б. Двухтрубные системы отопления

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  $\rho$  – средняя плотность теплоносителя в диапазоне изменения его температуры,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\beta$  – удельное приращение плотности теплоносителя,  $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $h_n$  – геометрическая высота расположения первого прибора над конечным, 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  $S_n, S_k, \rho, \beta$ , уравнение (12) трансформируется в виде

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

Решая это уравнение и уравнение (12) получим  $\mu_g$  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 отопле-

ния значение рабочего (условно расчетного) расхода теплоносителя следует принимать в зависимости от уровня теплоизоляционных показателей. В таблице 2 приведены значения  $\mu$  (принималось  $m=0,32$ ).

Таблица 2.

$\Psi$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
а) Однотрубные системы $\mu = \Psi^{\frac{m}{1+m}}$	0,8453	0,8835	0,9172	0,9473	0,9748
б) Двухтрубные системы $\mu_d = \Psi^{\frac{1}{3}}$	0,7937	0,8434	0,8879	0,9283	0,9655
$\mu_d = \Psi^{\frac{1}{2}}$	0,7071	0,7746	0,8367	0,8944	0,9487
$\Delta t^H - (t_r^H - t_o^H)$					
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  $\mu$ , при которых отсутствует гидротепловая разрегулировка, величина перепада температур теплоносителя  $(t_r^H - t_o^H)$  является предельной.

Так, из уравнения теплового баланса

$$cG^p(t_r^p - t_o^p)\Psi = c\mu \cdot G^p(t_r^H - t_o^H) = c\mu \cdot G^p\Delta t^H, \quad (16)$$

получим

$$(t_r^H - t_o^H)\Delta t_H = \frac{\Psi}{\mu}(t_r^p - t_o^p). \quad (17)$$

Значения  $(t_r^H - t_o^H)$  для  $(t_r^p - t_o^p) = 95 \div 70$  °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  $\Delta t_n$  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  $\Delta t_n$ .

## **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. Белицкий Е.А., Расчет и эксплуатационный режим однотрубных систем водяного отопления. Изд-во МКХ РСФСР, М., 1952.