

# Инженерное оборудование зданий и сооружений

УДК 697.34:62–52

## К ТЕОРИИ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

*В.И. Панферов, С.В. Панферов*

## TO THE THEORY OF CONTROL MODES FOR DISTRICT HEATING

*V.I. Panferov, S.V. Panferov*

Приводится детальная «расшифровка» процедуры вывода алгоритмов, предложенных Е.Я. Соколовым для регулирования систем теплоснабжения. Анализируются особенности данного подхода к решению задачи регулирования.

*Ключевые слова:* система теплоснабжения, регулирование, отопительная нагрузка, горячее водоснабжение, алгоритм.

The authors give a detailed “decoding” of the procedure of finding algorithms offered by E.Y. Sokolov for regulation the heat supply system. The peculiarities of this approach to solving the problem of regulation are analyzed.

*Keywords:* heat supply system, control, heating load, hot water supply, algorithm.

### Введение

Современные системы управления процессами теплоснабжения в большинстве случаев построены по принципу компенсации основного возмущающего воздействия для температурного режима зданий – температуры наружного воздуха. Широко используемыми алгоритмами при этом являются уравнения, предложенные в свое время Е.Я. Соколовым [1]. Однако, к сожалению, обоснованность этих уравнений следует признать малопонятной (по тем данным, которые обычно приводятся в литературе) и, как сегодня говорят, не совсем прозрачной. Поэтому представляется интересной, например, в учебных целях задача «расшифровки» тех положений и соотношений, которые использовал Е.Я. Соколов в своих уравнениях количественно-качественного регулирования систем централизованного теплоснабжения. Кроме того, интересны и направления возможного усовершенствования алгоритмов, которые могут быть «обнаружены» в процессе такой работы.

### Математическое описание функциональных элементов системы

#### 1. Уравнения отопительного прибора

Известно [2], что коэффициент теплопередачи отопительных приборов  $k$  с достаточной точ-

ностью может быть вычислен по следующей формуле

$$k = m\Delta t^n, \quad (1)$$

где  $\Delta t$  – среднее значение температурного напора отопительного прибора;  $m$  и  $n$  – некоторые эмпирические коэффициенты. Причем заметим, что  $\Delta t$  принято определять по соотношению

$$\Delta t = (t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}) / 2 - t_{\text{в}}, \quad (2)$$

где  $t_{\text{вх}}$  и  $t_{\text{вых}}$  – соответственно температура на входе и выходе отопительного прибора;  $t_{\text{в}}$  – температура внутреннего воздуха. Поэтому тепловой поток (мощность)  $W$  отопительного прибора

$$W = m\Delta t^{n+1}F, \quad (3)$$

где  $F$  – площадь поверхности теплообмена отопительного прибора. Если обозначить параметры расчетного режима верхним индексом «р», то для относительного коэффициента теплопередачи  $\bar{k}$  и относительной мощности  $\bar{W}$  можно записать следующие уравнения:

$$\bar{k} = k/k^p = (\Delta t/\Delta t^p)^n; \quad (4)$$

$$\bar{W} = W/W^p = (\Delta t/\Delta t^p)^{n+1}. \quad (5)$$

Поэтому

$$\bar{k} = \bar{W}^{n/(n+1)}. \quad (6)$$

Кроме того, учитывая, что  $t_{\text{вых}} = t_{\text{вх}} - W/(cG_{\text{пр}})$ ,

$$W = k\Delta t F = k \left[ (t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}})/2 - t_{\text{в}} \right] F = \\ = kF \left[ t_{\text{вх}} - t_{\text{в}} - W/(2cG_{\text{пр}}) \right]. \quad (7)$$

Следовательно,

$$W = kF (t_{\text{вх}} - t_{\text{в}}) / \left[ 1 + kF/(2cG_{\text{пр}}) \right]. \quad (8)$$

Здесь  $c$  – удельная теплоемкость теплоносителя;  $G_{\text{пр}}$  – массовый расход теплоносителя через прибор.

## 2. Уравнения узла смешения

Обозначим температуру и массовый расход теплоносителя из подающей магистрали тепловой сети на узел смешения системы отопления через  $t_c$  и  $G_c$ , температуру и расход обратной воды на узел смешения через  $t_{\text{обр}}$  и  $G_{\text{обр}}$ , а температуру и расход воды после узла смешения, т. е. на входе системы отопления, как  $t_{\text{co}}$  и  $G_{\text{co}}$  (рис. 1).

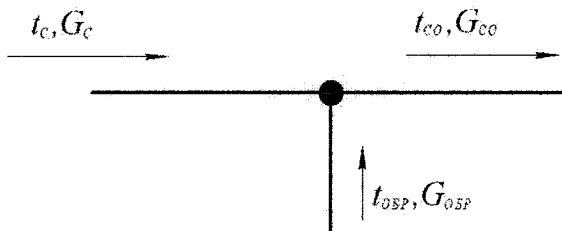


Рис. 1. Схема узла смешения

Тогда на основе 1-го закона Кирхгофа и закона сохранения энергии (теплового баланса) можно записать следующие соотношения:

$$G_{\text{co}} = G_c + G_{\text{обр}}; \quad (9)$$

$$cG_{\text{co}}t_{\text{co}} = cG_c t_c + cG_{\text{обр}}t_{\text{обр}}. \quad (10)$$

Если  $\chi = G_{\text{обр}}/G_c$  – коэффициент смешения, то из уравнений (9) и (10) следует, что

$$G_{\text{co}} = (1 + \chi)G_c; \quad (11)$$

$$(1 + \chi)t_{\text{co}} = t_c + \chi \cdot t_{\text{обр}}. \quad (12)$$

Вместе с тем, зная мощность всей системы отопления  $W_{\text{co}}$ , можно определить температуру обратной воды

$$t_{\text{обр}} = t_{\text{co}} - W_{\text{co}}/(cG_{\text{co}}). \quad (13)$$

Поэтому

$$t_{\text{co}} = t_c - \chi W_{\text{co}}/(cG_{\text{co}}). \quad (14)$$

## 3. Модель системы отопления

Всю систему отопления здания представляем эквивалентным отопительным прибором, причем будем считать, что все соотношения, указанные в п. 1, справедливы и в данном случае и теперь, поэтому получается так, что  $t_{\text{вх}} = t_{\text{co}}$  и  $G_{\text{пр}} = G_{\text{co}}$ .

Поэтому

$$W_{\text{co}} = (kF)_{\text{co}} (t_{\text{co}} - t_{\text{в}}) / \left[ 1 + (kF)_{\text{co}}/(2cG_{\text{co}}) \right]. \quad (15)$$

Здесь  $(kF)_{\text{co}}$  – это тот параметр, который подлежит определению при идентификации модели системы отопления. Если учесть уравнения (11) и (14), то получим следующее выражение:

$$W_{\text{co}} = (kF)_{\text{co}} \frac{t_c - \chi / [(1 + \chi)cG_c] \cdot W_{\text{co}} - t_{\text{в}}}{1 + (kF)_{\text{co}} / [2c(1 + \chi)G_c]}. \quad (16)$$

Отсюда следует, что

$$W_{\text{co}} \{ 1 + (kF)_{\text{co}} / [2c(1 + \chi)G_c] \} = \\ = (kF)_{\text{co}} \{ t_c - \chi / [(1 + \chi)cG_c] \cdot W_{\text{co}} - t_{\text{в}} \}, \quad (17)$$

или же

$$W_{\text{co}} \left\{ 1 + \frac{(kF)_{\text{co}}}{cG_c} \left[ \frac{1}{2(1 + \chi)} + \frac{\chi}{1 + \chi} \right] \right\} = \\ = (kF)_{\text{co}} (t_c - t_{\text{в}}). \quad (18)$$

Поэтому мощность системы отопления при данном коэффициенте смешения  $\chi$  через температуру  $t_c$  и расход сетевой воды  $G_c$  будет определяться следующим уравнением:

$$W_{\text{co}} = cG_c \frac{t_c - t_{\text{в}}}{\frac{\chi + 0,5}{1 + \chi} + \frac{cG_c}{(kF)_{\text{co}}}}. \quad (19)$$

Кроме того, очевидно

$$W_{\text{co}} = cG_c (t_c - t_{\text{обр}}). \quad (20)$$

## 4. Модель теплового режима здания

В стационарном режиме потерю теплоты зданием можно оценить по следующей формуле Н.С. Ермолаева

$$Q = q_V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) V, \quad (21)$$

где  $Q$  – потеря теплоты зданием объемом  $V$  при температурах  $t_{\text{в}}$  и  $t_{\text{н}}$  соответственно внутреннего и наружного воздуха,  $q_V$  – удельная тепловая характеристика здания. Нетрудно видеть, что для относительных теплотерь здания можно записать

$$\bar{Q} = Q/Q^p = (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) / (t_{\text{в}}^p - t_{\text{н}}^p). \quad (22)$$

## Алгоритмы управления теплоснабжением по отопительной нагрузке

Заметим, что алгоритм управления устанавливается для стационарного теплового режима, поэтому, приравнявая мощность системы отопления тепловым потерям здания, получаем

$$cG_c \frac{t_c - t_{\text{в}}}{\frac{\chi + 0,5}{1 + \chi} + \frac{cG_c}{(kF)_{\text{co}}}} = q_V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) V. \quad (23)$$

Уравнение (21) несложно разрешить либо относительно  $t_c$ , либо относительно  $G_c$ , в первом случае получаем алгоритм качественного регулирования, а во втором – алгоритм количественного регулирования.

Для приведения алгоритмов к тому виду, который использовал Е.Я. Соколов, заметим, что из уравнения (12) следует

$$\chi = \frac{t_c - t_{co}}{t_{co} - t_{обр}} = \frac{t_c - t_{обр}}{t_c - t_{обр}} - 1. \quad (24)$$

При качественном регулировании [1] расход сетевой воды  $G_c$  и коэффициент смешения  $\chi$  остаются постоянными величинами, поэтому можно воспользоваться наиболее удобным способом их вычисления – через параметры расчетного режима, т. е.

$$cG_c = W_{co}^p / (t_c^p - t_{обр}^p); \quad (25)$$

$$\chi = \frac{t_c^p - t_{обр}^p}{t_{co}^p - t_{обр}^p} - 1. \quad (26)$$

Параметр  $(kF)_{co}$  при качественном регулировании является переменной величиной, для его определения воспользуемся соотношением (6), тогда получим

$$(kF)_{co} = (k^p F)_{co} (\bar{W}_{co})^{n/(n+1)}, \quad (27)$$

причем

$$(k^p F)_{co} = \frac{W_{co}^p}{\Delta t_{co}^p} = \frac{W_{co}^p}{\frac{t_{co}^p + t_{обр}^p}{2} - t_b}. \quad (28)$$

Поэтому

$$\frac{cG_c}{(kF)_{co}} = \frac{\Delta t_{co}^p}{(t_c^p - t_{обр}^p)} (\bar{W}_{co})^{-n/(n+1)}. \quad (29)$$

Далее уравнение (23) перепишем следующим образом:

$$\frac{W_{co}^p}{t_c^p - t_{обр}^p} \cdot \frac{t_c - t_b}{\chi + 0,5 + \frac{cG_c}{(kF)_{co}}} = Q. \quad (30)$$

Если считать, что расчетная мощность системы отопления  $W_{co}^p$  в точности равна расчетным теплопотерям здания  $Q^p$ , то соотношение (30) запишется в виде

$$\frac{1}{t_c^p - t_{обр}^p} \cdot \frac{t_c - t_b}{\chi + 0,5 + \frac{cG_c}{(kF)_{co}}} = \bar{Q}. \quad (31)$$

Если дополнительно полагать, что  $\bar{W}_{co} = \bar{Q}$ , то из (31) получим

$$t_c = t_b + \Delta t_{co}^p \bar{Q}^{-1/(n+1)} + \left[ (t_c^p - t_{обр}^p) - 0,5(t_{co}^p - t_{обр}^p) \right] \cdot \bar{Q}. \quad (32)$$

С точностью до обозначений при  $n = 0,25$  уравнение (32) совпадает с уравнением (4.38), приведенным в [1, с. 132].

В любой точке температурного графика температура обратной воды  $t_{обр}$  будет меньше  $t_c$  на величину, равную доле от расчетной разности  $(t_c^p - t_{обр}^p)$ , причем значение этой доли равно  $\bar{Q}$ , поэтому

$$t_{обр} = t_c - (t_c^p - t_{обр}^p) \bar{Q} = t_b + \Delta t_{co}^p \bar{Q}^{-1/(n+1)} - 0,5(t_{co}^p - t_{обр}^p) \bar{Q}. \quad (33)$$

С точностью до обозначений при  $n = 0,25$  данная формула совпадает с формулой (4.39), приведенной в [1, с. 132].

По аналогии нетрудно видеть, что температура воды на входе системы отопления  $t_{co}$  будет больше  $t_{обр}$  на величину  $(t_{co}^p - t_{обр}^p) \bar{Q}$ , поэтому

$$t_{co} = t_{обр} + (t_{co}^p - t_{обр}^p) \bar{Q} = t_b + \Delta t_{co}^p \bar{Q}^{-1/(n+1)} + 0,5(t_{co}^p - t_{обр}^p) \bar{Q}. \quad (34)$$

С точностью до обозначений при  $n = 0,25$  данная формула совпадает с формулой (4.40б), приведенной в [1, с. 132].

### Алгоритмы управления по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

Рассмотрим двухступенчатую последовательную схему системы горячего водоснабжения (ГВС). Обозначим температуру обратной воды, достигаемую при качественном регулировании отопительной нагрузки в точке излома («срезки») температурного графика, через  $t_{обр}^{cp}$ . Пусть  $\gamma$  – относительная нагрузка ГВС,  $\gamma = Q_{ГВС}^{cp} \beta / Q^p$ , где  $Q_{ГВС}^{cp}$  – средненедельная нагрузка ГВС,  $\beta$  – поправочный коэффициент на неравномерность суточного графика ГВС [1]. Кроме того, будем считать, что в первой ступени подогревателя ГВС водопроводная вода нагревается от температуры  $t_x$  до температуры  $t_{обр}^{cp} - \Delta$ , где недогрев  $\Delta = 5 \div 10^\circ C$  [1]. В этом случае величина снижения температуры воды в обратной магистрали в точке излома из-за подогревателя первой ступени  $\delta_{обр}^{cp}$  будет определяться из следующего расчета.

$cG_c \delta_{обр}^{cp}$  – потеря теплоты первичным теплоносителем (обратной водой) в теплообменнике первой ступени;  $cG_{ГВС} (t_{обр}^{cp} - \Delta - t_x)$  – теплота, получаемая водопроводной водой (вторичным теплоносителем) в теплообменнике первой ступени,  $cG_{ГВС} (t_r - t_x)$  – теплота, получаемая водопроводной водой во всей системе ГВС (в первой и второй ступенях), очевидно, что

$$cG_c \delta_{обр}^{cp} = \gamma Q^p \frac{cG_{ГВС} (t_{обр}^{cp} - \Delta - t_x)}{cG_{ГВС} (t_r - t_x)}, \quad (35)$$

поэтому

$$\delta_{обр}^{cp} = \gamma (t_c^p - t_{обр}^p) \frac{t_{обр}^{cp} - \Delta - t_x}{t_r - t_x}. \quad (36)$$

Пусть  $\delta_{пр}^{ср}$  – необходимое для ГВС повышение температуры теплоносителя в подающей магистрали в точке излома графика, тогда нетрудно видеть, что

$$cG_c \delta_{пр}^{ср} = \gamma Q^p \left[ 1 - \frac{cG_{ГВС} (t_{обр}^{ср} - \Delta - t_x)}{cG_{ГВС} (t_r - t_x)} \right], \quad (37)$$

поэтому

$$\delta_{пр}^{ср} = \gamma (t_c^p - t_{обр}^p) \frac{t_r - t_{обр}^{ср} + \Delta}{t_r - t_x}. \quad (38)$$

Как вычислять  $\delta_{пр}$  и  $\delta_{обр}$  для других точек температурного графика?

Из теории теплопередачи известно, что мощность теплообменника может быть определена следующим образом:  $W = cG_c (t_{обр} - t_x) Z$ , где  $Z$  – некоторая функция, зависящая от площади поверхности теплообмена, коэффициента теплопередачи и величины  $cG_c$ . С другой стороны, мощность теплообменника  $W$  в любой точке температурного графика должна равняться тому расходу теплоты, который забирается от первичного теплоносителя, в данном случае для подогревателя первой ступени от обратной воды, поэтому

$$cG_c (t_{обр} - t_x) Z = cG_c \delta_{обр}. \quad (39)$$

Если это соотношение записать для точки излома,

то несложно найти, что  $Z = \frac{\delta_{обр}^{ср}}{t_{обр}^{ср} - t_x}$ . Поэтому

снижение температуры обратной воды в теплообменнике первой ступени ГВС для любой точки температурного графика будет определяться следующим соотношением:

$$\delta_{обр} = (t_{обр} - t_x) \frac{\delta_{обр}^{ср}}{t_{обр}^{ср} - t_x}. \quad (40)$$

Заметим, что формула (40) с точностью до обозначений совпадает с формулой (4.66), приведенной, однако, практически без разъяснений в [1, с. 150].

В любой точке температурного графика теплота, отобранная из подающей и обратной магистралей тепловой сети, в сумме должна быть равна величине  $\gamma Q^p$ , поэтому

$$cG_c \delta_{обр} + cG_c \delta_{пр} = cG_c \delta_{обр}^{ср} + cG_c \delta_{пр}^{ср} = \gamma Q^p, \quad (41)$$

или

$$\delta_{обр} + \delta_{пр} = \delta_{обр}^{ср} + \delta_{пр}^{ср} = \gamma (t_c^p - t_{обр}^p) = \text{const}. \quad (42)$$

Поэтому

$$\delta_{пр} = \gamma (t_c^p - t_{обр}^p) - (t_{обр} - t_x) \frac{\delta_{обр}^{ср}}{t_{обр}^{ср} - t_x}. \quad (43)$$

## Анализ результатов исследований

У Е.Я. Соколова [1 и др.] все алгоритмы управления централизованным теплоснабжением

приводятся в весьма конкретном виде, который получается при  $n = 0,25$ , поэтому уравнение (32) и все вытекающие из него соотношения характеризуются, несомненно, большей общностью. Это достаточно важно, так как в настоящее время имеет место большое разнообразие различных типов применяемых отопительных приборов, опыт определения характеристик которых «говорит», что во многих случаях показатель  $n$  совсем не равен 0,25. Так, по результатам исследований, проведенных на кафедре теплогазоснабжения и вентиляции ЮУрГУ с помощью установки [3], установлено, что показатель  $n$  составляет:

1) для конвекторов производства ООО «Завод РосТеплоКомплект»  $n = 0,3846 \div 0,6178$ ;

2) конвекторов производства ООО «Завод Радиаторов»  $n = 0 \div 0,3972$ ;

3) алюминиевых радиаторов «Elegance» модели EL. 500  $n = 0,6683$  при подключении по схеме «снизу» и  $n = 0,7012$  при подключении по схеме «сверху»;

4) для конвекторов производства ЗАО «ЮРАЛСАНТЕХМОНТАЖ»  $n = 0,2866 \div 0,4481$ .

Заметим, что малое значение показателя  $n$  свойственно для «четырёхниточных» конвекторов, у которых условия теплообмена для отдельных «ниток» заметно ухудшаются по сравнению с традиционными «двухниточными» конвекторами.

Для иллюстрации существенности влияния показателя  $n$  на графики регулирования на рис. 2 приведены кривые  $t_c = f_1(t_n)$  и  $t_{обр} = f_2(t_n)$ , построенные для  $t_c^p = 150^\circ\text{C}$ ,  $t_{со}^p = 95^\circ\text{C}$ ,  $t_{обр}^p = 70^\circ\text{C}$ ,  $t_n^p = -34^\circ\text{C}$  и  $t_n^p = 20^\circ\text{C}$  по формулам (32) и (33) для  $n = 0$  и  $n = 0,75$ .

Как видно из рис. 2, различие кривых регулирования довольно заметное, температуры теплоносителя отличаются на величину порядка  $13^\circ\text{C}$ .

Следует отметить также, что алгоритмы Е.Я. Соколова в их конечном представлении пригодны только для систем отопления с элеваторными узлами смешения, так как при их выводе предполагается, что коэффициент смешения является постоянной величиной и поэтому может быть выражен через параметры расчетного режима (формула (26)).

В [1] «привязка» алгоритмов регулирования к конкретным зданиям осуществляется неявно: как это нам представляется, подразумевается, что все расходы теплоносителя, в том числе и расход воды, циркулирующей в системе отопления конкретного здания, а также теплотехнические характеристики и систем отопления, и самих зданий в точности равны своим расчетным значениям. Расчетные же значения определяются по результатам стандартных расчетов, выполняемых при проектировании систем отопления. При этом также предполагается, что  $t_{со}^p$ ,  $t_{обр}^p$  и  $t_n^p$  одинаковы для всех зда-

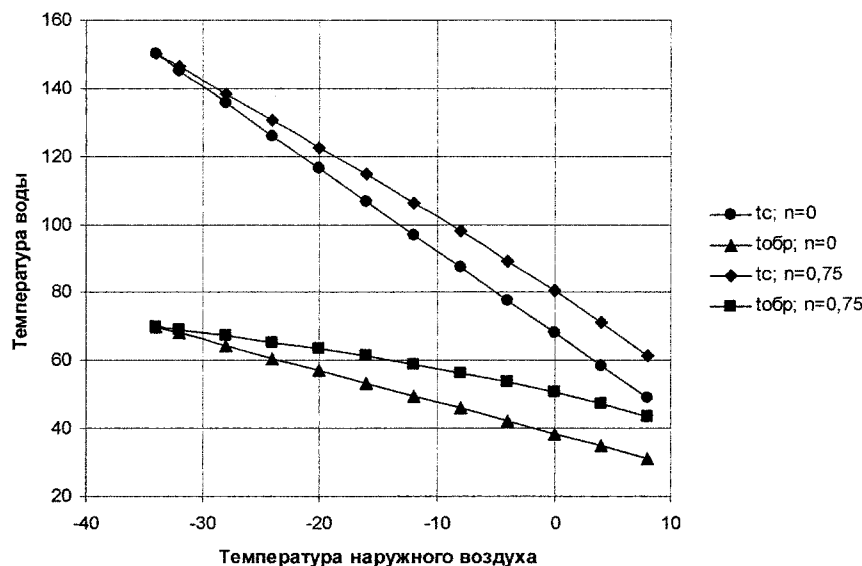


Рис. 2. Зависимость температуры теплоносителя от температуры наружного воздуха

ний, подключенных к системе централизованного отопления, а узлы смешения настроены должным образом. Все это позволяет исключить «проблемные» параметры  $(kF)_{co}$  и  $q_v$  из конечного вида алгоритмов регулирования.

По этому поводу заметим следующее. Понятно, что в стационарном состоянии действительная мощность системы отопления  $W_{co}$  в любом случае будет равна фактическим тепловым потерям здания  $Q$ . Этот факт подвергать сомнению просто нельзя. Однако, как это хорошо известно, расчетные и действительные характеристики технических систем обычно достаточно заметно различаются. Из-за неизбежных погрешностей как при проектировании систем отопления, так и при расчете тепловых потерь зданий (в так называемых расчетных условиях) равенство  $W_{co} = Q$  будет наблюдаться совсем не при том значении  $t_b$ , на которое рассчитывают при выполнении проектных вычислений. Следовательно, практически неизбежно при таком подходе температурная обстановка в отапливаемых зданиях будет некомфортной.

### Выводы

1. Предложено обоснование алгоритмов регулирования процесса теплоснабжения как по отопительной нагрузке, так и по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. Показано, что полученные алгоритмы обладают большей общностью, чем у Е.Я. Соколова, так как позволяют вычислять требуемые значения температуры теплоносителя при любом значении показателя  $n$  отопительных приборов, установленных в здании.

2. Установлено, что поскольку алгоритмы предназначены для применения на источнике теплоты города или крупного микрорайона, то «при-

вязка» регулирующего воздействия к конкретным характеристикам зданий и их систем отопления должна осуществляться за счет расхода теплоносителя, вычисленного с учетом упомянутых характеристик при допущении одинаковости для всех абонентов температур теплоносителя и внутреннего воздуха помещений. Данная задача первоначально решается при проектировании системы отопления конкретного здания. Установлено также, что алгоритмы пригодны только для систем отопления с нерегулируемыми узлами смешения.

3. Поскольку характеристики зданий и их систем отопления меняются по ряду известных причин, то проектная настройка регулирующего воздействия, как бы она не была точна, объективно не может быть удовлетворительной в последующем, требуется разработка алгоритмов оценки теплотехнических параметров зданий и их систем отопления по их эксплуатационным данным.

### Литература

1. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учеб. для вузов / Е.Я. Соколов. — 7-е изд., стер. — М.: Изд-во МЭИ, 2001. — 472 с.
2. Сканава, А.Н. Отопление: учеб. / А.Н. Сканава, Л.М. Махов. — М.: Изд-во АСВ. — 2002. — 576 с.
3. Панферов, В.И. Автоматизированная установка для исследования характеристик отопительных приборов и систем / В.И. Панферов, В.М. Токарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». — 2001. — Вып. 1. — № 5(05). — С. 66–68.
4. Панферов, В.И. К теории моделирования систем отопления / В.И. Панферов, Ю.Н. Денисенко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». — 2008. — Вып. 6. — № 12(112). — С. 43–48.

Поступила в редакцию 1 февраля 2011 г.