

# Краткие сообщения

УДК 697.34.003.1

## К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ СТРУКТУРЫ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

*В.И. Панферов, А.Е. Милов*

Рассмотрены две статические модели отопительного прибора. Проведено сравнение вычисляемых по моделям тепловых потоков. Показано, что в рабочем диапазоне изменения входных величин прибора модели практически равноценны по вычисляемым тепловым потокам. В связи с тем, что структура первой модели заметно проще для математических преобразований, то она и рекомендуется для использования как при проведении стандартных теплотехнических расчетов отопительных приборов, так и в составе алгоритмического обеспечения систем управления процессом теплоснабжения.

*Ключевые слова:* отопительный прибор, математическая модель, коэффициент теплопередачи, площадь поверхности теплообмена, температура и расход теплоносителя, тепловой поток.

При вычислении необходимой площади поверхности теплообмена отопительных приборов, а также и при разработке математического обеспечения автоматизированных систем управления отоплением зданий необходима математическая модель, описывающая зависимость мощности (тепловой производительности) отопительного прибора от его входных величин. В настоящее время предлагаются к использованию несколько таких моделей [1–2], в частности, широко используется следующая модель:

$$W_1 = kF \left( \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{обр}}}{2} - t_{\text{в}} \right), \quad (1)$$

где  $W_1$  – мощность прибора (тепловой поток), вычисленная по первому варианту модели,  $k$  – коэффициент теплопередачи,  $F$  – площадь поверхности теплообмена,  $t_{\text{вх}}$  и  $t_{\text{обр}}$  – температура теплоносителя соответственно на входе и выходе из прибора,  $t_{\text{в}}$  – температура внутреннего воздуха помещения. Если при этом учесть, что,  $W_1 = C_1(t_{\text{вх}} - t_{\text{в}})$ , где  $C_1$  – полная теплоемкость массового расхода теплоносителя (в данном случае первичного), данную модель можно переписать в следующем виде:

$$W_1 = \frac{kF}{1 + \frac{kF}{2C_1}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{обр}}), \quad (2)$$

Структура второго варианта математической модели может быть определена, если учесть, что отопительный прибор – это, вообще-то, теплообменный аппарат, у которого полная теплоемкость массового расхода воздуха  $C_2$  (в данном случае вторичного теплоносителя) во много раз больше полной теплоемкости массового расхода первич-

ного теплоносителя – воды. Тогда, используя известные соотношения, например, для прямоточной схемы движения теплоносителей, получим:

$$W_2 = \lim_{C_2 \rightarrow \infty} (C_1(t_{\text{вх}} - t_{\text{в}}) \frac{1 - e^{-\left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}\right)kF}}{1 + \frac{C_1}{C_2}}) = C_1(t_{\text{вх}} - t_{\text{в}}) \left(1 - e^{-\frac{kF}{C_1}}\right), \quad (3)$$

где  $W_2$  – мощность прибора (тепловой поток), вычисленная по второму варианту модели.

Заметим, что совершенно такой же результат получается, если рассмотреть противоточную схему.

Запишем отношение мощностей, вычисляемых по первой и второй моделям:

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{\left(1 + \frac{kF}{2C_1}\right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{kF}{C_1}}\right)}{\frac{kF}{C_1}}. \quad (4)$$

Таким образом, получаем соотношение мощностей как функцию аргумента  $\frac{kF}{C_1}$ :

$$\frac{W_2}{W_1} = f\left(\frac{kF}{C_1}\right).$$

В свою очередь выражение  $\frac{kF}{C_1}$  можно оценить следующим образом:

$$kF \left( \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{обр}}}{2} - t_{\text{в}} \right) = C_1(t_{\text{вх}} - t_{\text{обр}}), \quad (5)$$

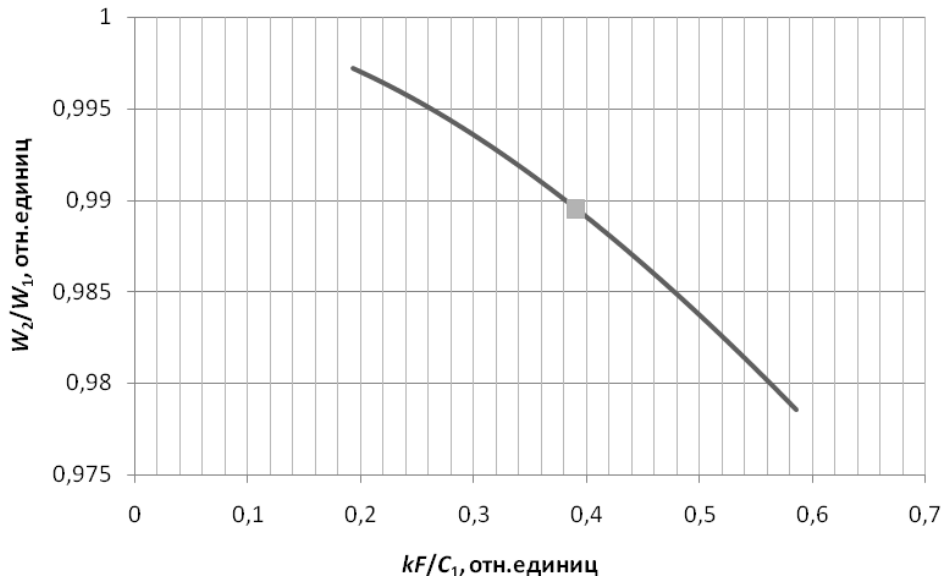


График зависимости  $\frac{W_2}{W_1} = f\left(\frac{kF}{C_1}\right)$

Различие значений мощности по рассмотренным моделям для помещений с разной расчетной температурой воздуха

| $t_{\text{пом}}, ^\circ\text{C}$ | 16     | 17     | 18     | 19     | 20    | 21     | 22     | 23    |
|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|-------|--------|--------|-------|
| $\frac{kF}{C_1}$                 |        |        |        |        |       |        |        |       |
|                                  | 0,376  | 0,382  | 0,388  | 0,394  | 0,4   | 0,407  | 0,413  | 0,42  |
| $\frac{W_2}{W_1}$                | 0,9902 | 0,9899 | 0,9896 | 0,9894 | 0,989 | 0,9887 | 0,9884 | 0,988 |

$$\frac{kF}{C_1} = \frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{обр}}}{\frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{обр}}}{2} - t_{\text{в}}}, \quad (6)$$

Для стандартных расчетных условий принято, что  $t_{\text{вх}} = 95^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{обр}} = 70^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C}$ , следовательно:

$$\frac{kF}{C_1} = \frac{95 - 70}{\frac{95 + 70}{2} - 18} = 0,39,$$

поэтому

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{(1 + 0,39) \cdot (1 - e^{-0,39})}{0,39} = 0,98953.$$

Таким образом, при расчетных условиях разность в значении мощности отопительного прибора, вычисленной по указанным моделям, не превышает 2%. Оценили также отношение мощностей в наиболее вероятном диапазоне изменения аргумента  $\frac{kF}{C_1} : [0,5 \cdot \frac{kF}{C_1}; 1,5 \cdot \frac{kF}{C_1}]$ .

График зависимости отношения  $\frac{W_2}{W_1}$  от  $\frac{kF}{C_1}$ ;

в данном диапазоне представлен на рисунке.

Из рисунка видно, что в данном диапазоне различие значений мощности не превышает 3%.

Как известно, расчетная температура внутреннего воздуха может быть различной для различных типов отапливаемых помещений. В связи с этим рассмотрели помещения с различной температурой  $t_{\text{в}}$  при режиме работы системы отопления по графику «95/70 °C». Результаты представлены в таблице.

Как видно из таблицы, различие вычисленных мощностей тем меньше, чем меньше температура отапливаемого помещения.

### Выводы

Показано, что вычисляемые по двум вариантам модели тепловых потоков отопительных приборов различаются в реальных режимах работы не более чем на 3%, поэтому обе рассмотренные структуры модели следует считать практически равноценными. В связи с тем, что структура первой модели заметно проще для математических преобразований, то она и рекомендуется для использования как при проведении стандартных теплотехнических расчетов отопительных приборов, так и в составе алгоритмического обеспечения систем управления процессом теплоснабжения.

### Литература

1. Сканава, А.Н. *Отопление* / А.Н. Сканава, Л.М. Махов. – М.: АВМ, 2008. – 562 с.
2. Сканава, А.Н. *Переходные тепловые про-*

*цессы в отопительных приборах* / А.Н. Сканава, Л.М. Махов, В.Э. Сварич // *Изв. вузов. Строительство и архитектура*. – 1986. – № 4. – С. 86–88.

**Панферов Владимир Иванович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплогоснабжение и вентиляция», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), tgsiv@mail.ru.

**Милов Александр Евгеньевич**, студент архитектурно-строительного факультета, Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), Milovsasha@mail.ru.

*Поступила в редакцию 20 мая 2014 г.*

---

**Bulletin of the South Ural State University**  
**Series “Construction Engineering and Architecture”**  
**2014, vol. 14, no. 2, pp. 52–54**

---

## PROBLEMS REGARDING THE CORRECT CHOICE OF MATHEMATICAL MODEL OF THE HEATER

*V.I. Panferov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, tgsiv@mail.ru.*

*A.E. Milov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, Milovsasha@mail.ru.*

Two static models of the heater were analyzed. Heater power, calculated by the each model, were compared. It is shown that these models are practically equivalent in calculating of the heat flow in the operating range of values. The first model is just easier for mathematical transformation, so it is recommended to use in standard thermal calculations of heaters or in algorithmic systems of heating control.

*Keywords: heater, mathematical model, heat transfer coefficient, heat exchange surface area, temperature and flow of heat transfer agent, heat flow.*

### References

1. Skanavy A.N., Mahov L.M. *Otoplenie* [Heating]. Moskow, ABM Publ, 2008. 562 p.
2. Skanavy A.N., Mahov L.M., Svarich V.A. *Perehodnye teplovye processy v otopitelnykh priborah* [Transient Processes in Heating Devices]. *Izvestiya vuzov. Stroitelstvo i arkhitektura* [University's news. Building and Architecture], 1986, no. 4, pp. 86–88.

*Received 20 May 2014*