

УДК 536:697

*БОРОДИН АЛЕКСАНДР ИВАНОВИЧ, докт. физ.-мат. наук,  
ст. научный сотрудник,  
boraleksiv@yandex.ru  
Томский государственный архитектурно-строительный университет,  
634003, г. Томск, пл. Соляная, 2*

### ТЕРМОДИНАМИКА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ\*

Впервые осуществляется термодинамический подход к системе отопления в целом. Показано, что основные характеристики системы являются функциями безразмерных комплексов, аналогичных известному критерию Стентона. Проведенный анализ позволил дать рекомендации по увеличению тепловой эффективности системы отопления.

**Ключевые слова:** система отопления; температура теплоносителя; тепловая эффективность системы.

*ALEKSANDR I. BORODIN, DSc, Senior Research Assistant,  
boraleksiv@yandex.ru  
Tomsk State University of Architecture and Building,  
2, Solyanaya Sq., 634003, Tomsk, Russia*

### THERMODYNAMICS OF HEATING SYSTEM

For the first time, the thermodynamic approach to the heating system as a whole is presented in this paper. The study shows that the main characteristics of the system are the functions of dimensionless numbers similar to the well-known Stanton number. The analysis allows giving recommendations on the efficiency improvement of the heating system.

**Keywords:** heating system; heat carrier temperature; thermal efficiency.

#### Введение

Принципиальная схема отопления (рис. 1) состоит из теплоисточника (теплогенератор при местном или теплообменник при централизованном теплоснабжении), теплопроводов для перемещения теплоносителя от теплоисточника к потребителю и обратно и отопительного прибора [1].

Во все учебные пособия по теплотехнике (например, [2]) входит глава, посвященная теплообменным аппаратам, где приводятся их классификация, характеристики, излагаются методы теплового и гидравлического расчетов.

При практическом проектировании систем отопления все теплообменники соединяются теплопроводами в единую сеть. При этом как-то упускается из виду, что проектирование и производство самих приборов осуществляется при различных условиях, отличных от условий, в которых эксплуатируется сама система отопления. Вдобавок и условия (в частности, перепад температур в прямой и обратной магистрали) при проектировании самой системы отопления задаются насильственно, по принципу «так должно быть».

---

\* Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ (проект № 02.G25.31.0022).

Этот «произвол» на практике определяется либо строительными нормами и правилами (СНиП), либо поставщиком тепловой энергии.

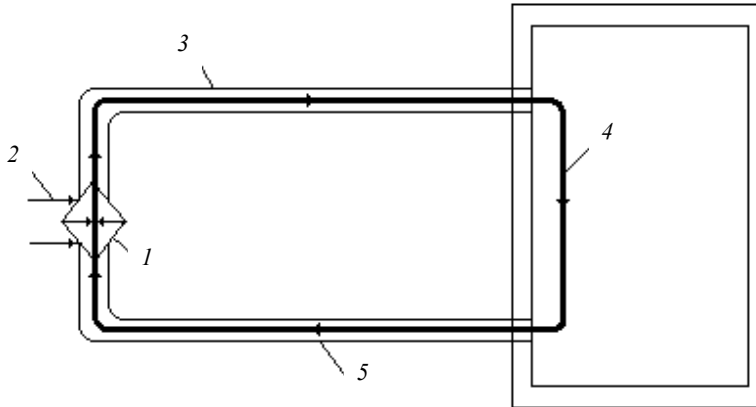


Рис. 1. Принципиальная схема системы отопления:

1 – теплогенератор или теплообменник; 2 – подача топлива или подвод первичного теплоносителя; 3 – подающий теплопровод; 4 – отопительный прибор; 5 – обратный теплопровод

В данной работе впервые осуществляется термодинамический подход к системе отопления как к единому целому. Показывается, что состояние всей системы (в частности, ее температура) устанавливается однозначно в соответствии с законами природы.

### Физическая постановка

Рассмотрим простейшую систему отопления, состоящую из одного циркуляционного кольца (рис.1). Источник теплоты имеет постоянную температуру  $t_r$  (°C), а отопительный прибор обеспечивает поддержание в помещении постоянной температуры  $t_x$  (°C). Последнее достигается непрерывным восполнением теплотерь помещения в количестве  $Q$  (Вт).

В качестве теплоносителя в системе отопления используется жидкая среда (например, вода). Чтобы не усложнять задачу, примем диапазон изменения температуры и давления жидкости в системе отопления таким, чтобы агрегатное состояние ее не менялось. Разбор воды из системы отопления отсутствует. Циркуляция воды в системе осуществляется установленным на обратном теплопроводе насосом (на схеме он не указан). Режим течения воды считаем установившимся, а диаметр труб всюду одинаковым.

### Термодинамическая модель системы отопления

Термодинамическое описание любого изучаемого явления начинается с разделения мира на «систему» и «внешнюю среду». В нашем случае под термодинамической системой понимается теплоноситель, циркулирующий

в системе отопления. Все остальное – внешняя среда. По принятой классификации [3] эта термодинамическая система относится к типу закрытых систем. Это означает, что ее взаимодействие с внешней средой осуществляется лишь через обмен энергией (обмен веществом отсутствует).

Примем следующие упрощающие модель предположения, которые не меняют сути рассматриваемой задачи.

Пусть все свойства теплоносителя (плотность, теплоемкость и т. д.) не зависят от его температуры. На практике это означает замену соответствующих функций их усредненными величинами.

Будем считать все подводящие теплопроводы в системе отопления абсолютно изолированными, в силу чего потери теплоты при прохождении по ним теплоносителя отсутствуют (на практике подобное осуществляется за счет надежной теплоизоляции трубопроводов).

В установившемся режиме система-теплоноситель движется с равномерной скоростью, давление системы также является постоянной величиной, т. е. пренебрегаем трением теплоносителя о стенки трубопроводов.

Система с термодинамической точки зрения совершает замкнутый изобарный процесс.

При любом изменении состояния системы должен выполняться основной закон физики – закон сохранения энергии, в термодинамике он называется ее первым началом. Вторая основная форма первого начала для конечного изобарного процесса с учетом сделанных выше допущений запишется как

$$Q = \Delta H = cG\Delta T, \quad (1)$$

где  $Q$  – тепловой поток (подведенный к системе или отведенный от нее), Вт;  $H$  – энтальпия системы, Дж;  $c$  – средняя удельная массовая изобарная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  $G$  – расход теплоносителя, кг/с;  $T$  – абсолютная температура теплоносителя, К; символ  $\Delta$  означает изменение стоящей за ним величины.

При прохождении по магистральным теплопроводам с их адиабатными стенками энтальпия системы в соответствии с (1) не меняется. Для однородных систем (а в нашем случае теплоноситель таковым и является) постоянство двух параметров ( $p$  и  $H$ ) влечет за собой неизменность и всех остальных параметров состояния системы, в частности постоянной остается и температура. Обозначим температуру в подающем теплопроводе через  $T_n$ , а в обратном – через  $T_o$ .

Тепловой поток  $Q$  также может быть определен по уравнению теплопередачи [2]

$$Q = k \cdot \overline{\Delta T} \cdot F, \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $\overline{\Delta T}$  – средний температурный напор, К;  $F$  – площадь теплообменной поверхности, м<sup>2</sup>.

В установившемся режиме теплота, подводенная к теплоносителю в теплогенераторе  $I$  (рис. 1), полностью передается через отопительный прибор  $4$  потребителю. Так как в уравнения (1) и (2) температура входит через

свою разность, то перейдем от абсолютной температуры  $T$  к температуре  $t$ , отсчитываемой по шкале Цельсия (более привычной для практиков). В результате имеем следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} Q &= cG(t_{\text{п}} - t_0), \\ Q &= k_{\text{нг}} \cdot \overline{\Delta t_{\text{нг}}} \cdot F_{\text{нг}}, \\ Q &= k_{\text{от}} \cdot \overline{\Delta t_{\text{от}}} \cdot F_{\text{от}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где нижние индексы  $\text{нг}$  и  $\text{от}$  относятся к нагревающему теплообменнику и к отопительному теплообменнику соответственно.

Уравнения, входящие в систему (3), аналогичны уравнениям, по которым осуществляется расчет теплообменных аппаратов [2]. Существенное отличие здесь состоит в том, что система уравнений (3) описывает всю систему отопления в целом. А именно рассматриваемая система отопления (рис. 1) включает в себя два теплообменных аппарата (1 и 4), у которых температуры теплоносителя на входе и выходе совпадают с температурами теплоносителя в подающей и обратной магистралях.

Коэффициенты теплопередачи  $k_{\text{нг}}$  и  $k_{\text{от}}$  в (3) являются усредненными величинами по всей теплообменной поверхности теплообменников, которые (как и в случае теплоемкости  $c$ ) будем считать постоянными.

Средний температурный напор, входящий во второе и третье уравнения системы (3), вычисляется как некоторая средняя величина относительно температурных напоров на входе и выходе из теплообменника. В качестве среднего рассматриваются среднее арифметическое, среднее геометрическое или среднее логарифмическое. В любом случае это величина приближительная (для сложных теплообменников экспериментально определяют еще и поправочный коэффициент). Руководствуясь соображениями простоты вычисления, определим средний температурный напор как среднее арифметическое:

$$\begin{aligned} \overline{\Delta t_{\text{нг}}} &= \frac{(t_{\text{г}} - t_0) + (t_{\text{г}} - t_{\text{п}})}{2} = t_{\text{г}} - \frac{t_{\text{п}} + t_0}{2}, \\ \overline{\Delta t_{\text{от}}} &= \frac{(t_{\text{п}} - t_{\text{х}}) + (t_0 - t_{\text{х}})}{2} = \frac{t_{\text{п}} + t_0}{2} - t_{\text{х}}, \end{aligned}$$

где  $t_{\text{г}}$  – температура «горячей» внешней среды (в теплогенераторе 1),  $t_{\text{х}}$  – температура «холодной» внешней среды (в помещении).

Для реализованной системы отопления (это означает, что в системе (3) величины  $c$ ,  $G$ ,  $F_{\text{нг}}$  и  $F_{\text{от}}$  заданы) неизвестными в системе (3) являются тепловая мощность системы отопления  $Q$  и температуры теплоносителя в трубопроводах  $t_{\text{п}}$  и  $t_0$ . Линеаризованная таким образом система (3) является определенной, т. е. имеющей единственное решение.

Подставляя значение для  $Q$  из первого уравнения в (3) в остальные два, получим следующую систему линейных относительно температур  $t_{\text{п}}$  и  $t_0$  уравнений:

$$\begin{aligned}
 cG(t_{\text{п}} - t_0) &= k_{\text{нг}} \left( t_{\Gamma} - \frac{t_{\text{п}} + t_0}{2} \right) F_{\text{нг}}, \\
 cG(t_{\text{п}} - t_0) &= k_{\text{от}} \left( \frac{t_{\text{п}} + t_0}{2} - t_x \right) F_{\text{от}}.
 \end{aligned} \tag{4}$$

Введем следующие безразмерные комплексы:

$$P_{\text{нг}} = \frac{k_{\text{нг}} \cdot F_{\text{нг}}}{cG}, \quad P_{\text{от}} = \frac{k_{\text{от}} \cdot F_{\text{от}}}{cG}. \tag{5}$$

Тогда решение системы (4) будет иметь вид

$$\begin{aligned}
 t_{\text{п}} &= \frac{P_{\text{нг}} t_{\Gamma} + P_{\text{от}} t_x}{P_{\text{от}} + P_{\text{нг}}} + \frac{1}{2} \frac{P_{\text{от}} P_{\text{нг}}}{P_{\text{от}} + P_{\text{нг}}} (t_{\Gamma} - t_x), \\
 t_0 &= \frac{P_{\text{нг}} t_{\Gamma} + P_{\text{от}} t_x}{P_{\text{от}} + P_{\text{нг}}} - \frac{1}{2} \frac{P_{\text{от}} P_{\text{нг}}}{P_{\text{от}} + P_{\text{нг}}} (t_{\Gamma} - t_x).
 \end{aligned} \tag{6}$$

Тепловая мощность системы отопления  $Q$  находится по формуле

$$Q = cG(t_{\text{п}} - t_0) = cG \frac{P_{\text{от}} P_{\text{нг}}}{P_{\text{от}} + P_{\text{нг}}} (t_{\Gamma} - t_x). \tag{7}$$

#### Анализ полученного решения

Введенные безразмерные комплексы  $P_{\text{нг}}$  и  $P_{\text{от}}$ , характеризующие связь между условиями теплопередачи и теплосодержанием потока теплоносителя, аналогичны известному критерию Стентона [4]. Можно показать, что

$$0 < P_{\text{от}}, P_{\text{нг}} < 2, \quad \frac{P_{\text{от}} P_{\text{нг}}}{P_{\text{от}} + P_{\text{нг}}} < 1. \tag{8}$$

Результаты, приведенные в (6), справедливы для целого класса подобных систем отопления, который определяется выполнением условия тождественности безразмерных критериев  $P_{\text{нг}}$  и  $P_{\text{от}}$ .

Тепловую эффективность системы отопления (по аналогии с теплообменниками) можно оценить отношением ее действительной тепловой мощности  $Q$  (7) к теоретически возможной мощности при заданных температурах внешнего источника  $t_{\Gamma}$  и стока  $t_x$  теплоты:

$$\psi = \frac{Q}{Q_{\text{max}}} = \frac{cG(t_{\text{п}} - t_0)}{cG(t_{\Gamma} - t_x)} = \frac{P_{\text{от}} P_{\text{нг}}}{P_{\text{от}} + P_{\text{нг}}} < 1.$$

На рис. 2 представлены изолинии тепловой эффективности  $\psi = \psi(P_{\text{от}}, P_{\text{нг}})$  системы отопления.

Анализ функций  $t_{\text{п}} = t_{\text{п}}(P_{\text{от}}, P_{\text{нг}})$ ,  $t_0 = t_0(P_{\text{от}}, P_{\text{нг}})$ ,  $\psi = \psi(P_{\text{от}}, P_{\text{нг}})$  в области определения аргументов (8) показал, что

$$\frac{\partial \psi}{\partial P_{от}} > 0, \frac{\partial \psi}{\partial P_{нг}} > 0, \frac{\partial t_{п}}{\partial P_{нг}} > \frac{\partial t_{о}}{\partial P_{нг}} > 0 > \frac{\partial t_{п}}{\partial P_{от}} > \frac{\partial t_{о}}{\partial P_{от}}.$$

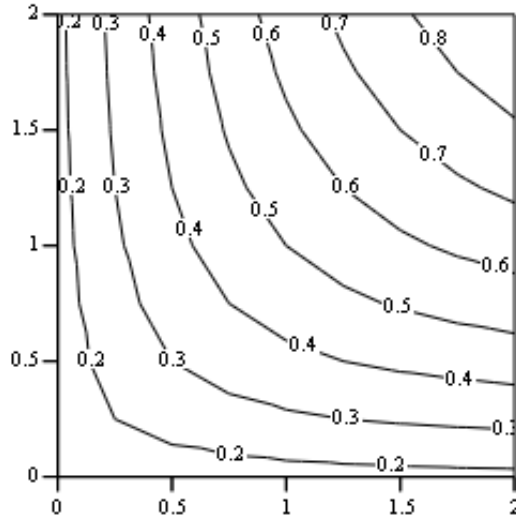


Рис. 2. Изолинии тепловой эффективности  $\psi = \psi(P_{от}, P_{нг})$  системы отопления

Это означает, что для повышения тепловой эффективности  $\psi$  системы отопления необходимо увеличивать как  $P_{нг}$ , так и  $P_{от}$ . С увеличением  $P_{нг}$  температуры теплоносителя и в подающем, и в обратном трубопроводах растут, но темп роста  $t_{п}$  выше, чем у  $t_{о}$ . С увеличением  $P_{от}$  температуры теплоносителя в обоих трубопроводах уменьшаются, причем падение  $t_{о}$  происходит быстрее, чем у  $t_{п}$ . Вышеизложенное подтверждает неоспоримое утверждение, что изотермы никогда не пересекаются. Перепад температуры  $t_{п} - t_{о}$  с ростом  $P_{нг}$  и/или  $P_{от}$  при этом всегда увеличивается.

Введя относительную температуру  $\Theta = (t - t_x)/(t_{г} - t_x)$ , уравнения (6) можно представить в следующем безразмерном виде:

$$\Theta_{п} = \frac{P_{нг} + P_{от} P_{нг} / 2}{P_{от} + P_{нг}}, \quad \Theta_{о} = \frac{P_{нг} - P_{от} P_{нг} / 2}{P_{от} + P_{нг}}. \quad (9)$$

На рис. 3 представлены изолинии безразмерных температурных параметров  $\Theta_{п} = \Theta_{п}(P_{от}, P_{нг})$  и  $\Theta_{о} = \Theta_{о}(P_{от}, P_{нг})$ .

Все вышесказанное относительно поведения размерных температур  $t_{п}$  и  $t_{о}$  справедливо и к их безразмерным параметрам  $\Theta_{п}$  и  $\Theta_{о}$ .

Увеличение безразмерных комплексов  $P_{нг}$  и  $P_{от}$ , определенных в (5), связано с интенсификацией процесса теплопередачи [5] в обоих теплообменниках (1 и 4 на рис. 1) и с уменьшением расхода теплоносителя  $G$  в циркуляционном кольце системы отопления.

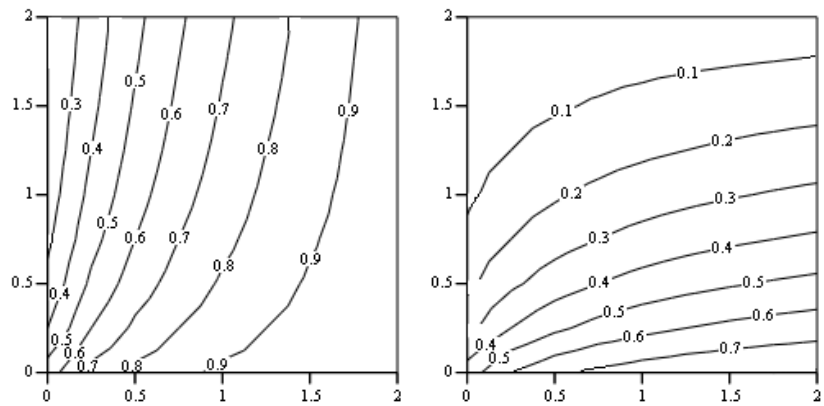


Рис. 3. Изолинии  $\Theta_n = \Theta_n(P_{от}, P_{нг})$  (слева) и  $\Theta_o = \Theta_o(P_{от}, P_{нг})$  (справа); вертикальная ось –  $P_{от}$ , горизонтальная –  $P_{нг}$

### Заключение

Полученное решение (6) – (7) и (9) математической модели (3) системы отопления через безразмерные комплексы  $P_{нг}$  и  $P_{от}$  сократило число переменных и постоянных величин, определяющих исследуемый процесс, до минимума. Это является руководством для обработки результатов экспериментальных исследований объекта с целью распространения полученных данных на класс подобных задач.

В работе приведены рекомендации общего характера по увеличению тепловой эффективности системы отопления.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сканави, А.Н. Отопление / А.Н. Сканави, Л.М. Махов. – М. : Изд-во АСВ, 2006. – 576 с.
2. Теплотехника / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер, С.Г. Нечаев, И.Е. Иванов, Л.М. Матюхин, К.А. Морозов. – М. : Высшая школа, 2005. – 672 с.
3. Бородин, А.И. Лекции по технической термодинамике / А.И. Бородин. – Томск : Изд-во ТГАСУ, 2008. – 170 с.
4. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.
5. Теплотехника / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт, Ю.В. Кузнецов, Н.Ф. Филипповский. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.

### REFERENCES

1. Skanavi A.N., Makhov L.M. Otoplenie [Heating]. Moscow : ASV Publ., 2006. 576 p. (rus)
2. Lukanin V.N., Shatrov M.G., Kamfer G.M., Nechaev S.G., Ivanov I.E., Matyukhin L.M., Morozov K.A. Teplotekhnika [Heat engineering]. Moscow : Vysshaya Shkola Publ., 2005. 672 p. (rus)
3. Borodin A.I. Leksii po tekhnicheskoi termodinamike [Lectures on engineering thermodynamics]. Tomsk : TSUAB Publ., 2008. 170 p. (rus)
4. Kutateladze S.S. Fundamentals of heat transfer. London : Arnold, 1963. 485 p.
5. Baskakov A.P., Berg B.V., Vitt O.K., Kuznetsov Yu.V., Filippovskii N.F. Teplotekhnika [Heat engineering]. Moscow: Energoatomizdat, 1991. 224 p. (rus)