

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2024-67-1-66-77>

УДК 697.32(083.74)

Определение максимальной пропускной способности регулирующего клапана в системах теплоснабжения

А. Б. Сухоцкий^{1), 2)}

¹⁾Белорусский государственный технологический университет
(Минск, Республика Беларусь),

²⁾Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
(Санкт-Петербург, Российская Федерация)

© Белорусский национальный технический университет, 2024
Belarusian National Technical University, 2024

Реферат. Обеспечение потребителей теплотой необходимого качества в нужном количестве достаточно сложная задача. Это обусловлено различными законами изменения во времени тепловых нагрузок жилых, общественных и промышленных зданий, большой инерционностью систем централизованного теплоснабжения. В настоящее время появились новые технические возможности, позволяющие реализовывать в системах теплоснабжения способы количественного и качественного регулирования тепловой нагрузки, которые обладают целым рядом преимуществ перед качественным регулированием. В статье на основе уравнений теплопередачи, теплового и гидравлического баланса показано взаимодействие между параметрами различных типов систем теплоснабжения: степени открытия клапана, пропускной способности, расхода потока, температуры теплоносителя. Определен вид пропускных характеристик регулирующего клапана, температурных характеристик систем теплоснабжения, характеристик регулирования температуры, тепловых и гидравлических характеристик регулируемого участка. Целью статьи являлось рассмотрение влияния значения максимальной пропускной способности регулирующего клапана на теплогидравлические характеристики зависимых и независимых систем водяного отопления. В результате анализа теплогидравлических характеристик систем отопления разработаны рекомендации по подбору параметров клапана для обеспечения качественного регулирования температуры. Для независимых систем теплоснабжения с теплообменником рекомендуется устанавливать регулирующий клапан с вогнутой (логарифмической, параболической или другой) характеристикой. В случае установки клапана с линейной характеристикой необходимо, чтобы пропускная способность теплообменника была больше максимальной пропускной способности клапана (потери давления потока среды в открытом клапане были выше потерь давления в теплообменнике). Для зависимых систем теплоснабжения рекомендуется устанавливать регулирующий клапан с линейной характеристикой и максимальной пропускной способностью, в пять раз меньшей пропускной способности перемычки.

Ключевые слова: тепловой пункт, зависимая и независимая система отопления, система горячего водоснабжения, регулятор температуры, регулирование тепловых потоков, теплогидравлическая характеристика, расходная характеристика, коэффициент смешения

Для цитирования: Сухоцкий, А. Б. Определение максимальной пропускной способности регулирующего клапана в системах теплоснабжения / А. Б. Сухоцкий // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2024. Т. 67, № 1. С. 66–77. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2024-67-1-66-77>

Адрес для переписки

Сухоцкий Альберт Борисович
Белорусский государственный технологический университет
ул. Свердлова, 13а,
220006, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 327-87-30
alk2905@mail.ru

Address for correspondence

Sukhotski Al'bert B.
Belarusian State Technological University
13a, Sverdlova str.,
220006, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 327-87-30
alk2905@mail.ru

Determining of the Maximum Throughput of Control Valve in Heat Supply Systems

A. B. Sukhotski^{1), 2)}

¹⁾Belarusian State Technological University (Minsk, Republic of Belarus),

²⁾Saint Petersburg State Marine Technical University (Saint Petersburg, Russian Federation)

Abstract. Providing consumers with heat of the required quality in the required quantity is quite a tall order. This is due to various laws of time variation in thermal loads of residential, public and industrial buildings, and the high inertia of district heating systems. Currently, new technical capabilities have appeared that make it possible to implement methods of quantitative and qualitative regulation of heat load in heat supply systems, which have a number of advantages over qualitative regulation. Based on the equations of heat transfer, thermal and hydraulic balance, the article shows the interactions between the parameters of various types of heat supply systems, viz. valve opening degree, throughput capacity, flow rate, and coolant temperature. The type of flow characteristics of the control valve, temperature characteristics of heat supply systems, temperature control characteristics, thermal and hydraulic characteristics of the regulated area are determined. The purpose of the article was to consider the influence of the maximum throughput capacity of the control valve on the thermal and hydraulic characteristics of dependent and independent water heating systems. As a result of the analysis of the thermal and hydraulic characteristics of heating systems, recommendations have been developed for selecting valve parameters to ensure high-quality temperature control. For independent heat supply systems with a heat exchanger, it is recommended to install a control valve with a concave (logarithmic, parabolic or other) characteristic. In the case of installing a valve with a linear characteristic, the heat exchanger throughput capacity need to be greater than the maximum throughput capacity of valve (the pressure loss of the medium flow in open valve is higher than the pressure loss in the heat exchanger). For dependent heat supply systems, it is recommended to install a control valve with a linear characteristic and a maximum throughput capacity five times less than the throughput capacity of the jumper.

Key words: heating unit, dependent and independent heat supply system, hot water supply system, temperature controller, heat flow regulation, thermal and hydraulic characteristic, flow characteristic, mixing coefficient

For citation: Sukhotski A. B. (2024) Determining of the Maximum Throughput of Control Valve in Heat Supply Systems. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 67 (1), 66–77. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2024-67-1-66-77> (in Russian)

Введение

В конце XX в. в странах СНГ стали активно перенимать европейский опыт проектирования инженерных систем теплоснабжения как внутри, так и снаружи зданий. Конструкции тепловых пунктов претерпели значительные изменения за счет широкого применения автоматического оборудования, предназначенного для обеспечения теплового комфорта потребителя при минимальных эксплуатационных затратах [1–3].

В то же время отсутствие учебно-методических материалов, в полной мере поясняющих специфику работы новых систем теплоснабжения во всех режимах эксплуатации, порой приводит к ошибкам в принимаемых технических решениях и просчетам при выборе новых устройств, что создает негативное отношение к производителю оборудования и дискредитирует идею целесообразности применения современных технологий.

И хотя автоматическое оборудование в подавляющем большинстве случаев защищает потребителя от всевозможных недоработок в методиках расчета, монтаже и наладке, все же для принятия проектировщиком наиболее эффективного решения требуется его комплексное понимание взаимодействия между всеми элементами системы теплоснабжения.

Значительный вклад в продвижение новых технологий внесли компании «Данфосс» (Дания) [1, 4–7] и «Герц» (Австрия) [8–9], которые представили научные публикации и учебно-методическую литературу по особенностям проектирования современных систем теплоснабжения, отвечающих требованиям по обеспечению комфортных условий жизни и деятельности человека, экономии и учета энергоресурсов. Разработаны также рекомендации специалистами белорусских компаний – производителей оборудования для тепловых пунктов [10–12]. Однако у большинства проектировщиков до сих пор не сложилась целостная картина восприятия инженерных систем теплоснабжения. Особые сложности у них вызывает разработка автоматизированной зависимой системы отопления, которая практически не применяется в современных европейских тепловых пунктах и поэтому по ней нет в достаточном количестве рекомендаций. Одним из основных компонентов управления, определяющим жизнеспособность и экономичность системы теплоснабжения, является регулирующий клапан.

Цель статьи – рассмотрение влияния значения максимальной пропускной способности регулирующего клапана на теплогидравлические характеристики зависимых и независимых систем водяного отопления.

Основная часть

Основным гидравлическим параметром регулирующего клапана является пропускная способность k_v , $(\text{м}^3/\text{ч})/\text{бар}^{0.5}$:

$$k_v = G_v / \sqrt{\Delta p} . \quad (1)$$

В инженерной практике пропускную способность определяют как значение объемного расхода воды G_v , $\text{м}^3/\text{ч}$, с плотностью $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$, проходящей через арматуру при перепаде давления на ней $\Delta p = 10^5 \text{ Па}$ ($1 \text{ кгс}/\text{см}^2$). Максимальная пропускная способность k_{vs} достигается при полном открытии клапана.

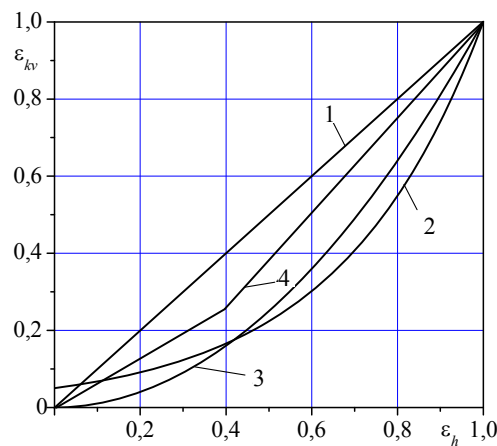
Пропускная характеристика клапана – зависимость между относительной пропускной способностью $\varepsilon_{kv} = k_v / k_{vs}$ и относительным перемещением затвора клапана $\varepsilon_h = h/h_{100}$. Клапаны конструируют по законам идеальных пропускных характеристик (рис. 1), каждому виду которых соответствует определенная форма затвора клапана.

Идеальная линейная пропускная характеристика обеспечивает пропорциональную зависимость между пропускной способностью клапана k_v и перемещением плунжера h в пределах хода регулирования и, как правило, проходит через начало координат

$$\varepsilon_{kv} = \varepsilon_h . \quad (2)$$

Рис. 1. Типы идеальных пропускных характеристик: 1 – линейная; 2 – логарифмическая; 3 – параболическая; 4 – линейно-линейная

Fig. 1. Types of ideal throughput characteristics: 1 – linear, 2 – logarithmic, 3 – parabolic, 4 – linearly linear



При идеальной логарифмической (равнопроцентной) характеристике перемещение затвора клапана на одинаковую величину из любого начального положения обеспечивает постоянство доли изменения пропускной способности теплоносителя относительно начального значения

$$\varepsilon_{kv} = \varepsilon_{kv_0}^{(1-\varepsilon_h)}, \quad (3)$$

где ε_{kv_0} – относительная пропускная способность клапана при нахождении затвора в крайнем нижнем положении $\varepsilon_h = 0$.

Как видно, идеальная логарифмическая характеристика не предполагает, что при полностью опущенном затворе клапан будет перекрыт.

Промежуточной между идеальными линейной и логарифмической характеристиками является идеальная параболическая характеристика

$$\varepsilon_{kv} = \varepsilon_h^2. \quad (4)$$

Также применяют комбинированные характеристики, к которым относят, например, линейно-линейную, получаемую при сочетании линейных профилей затворов. В системах теплоснабжения наибольшее распространение получили клапаны с линейной характеристикой.

В системах теплоснабжения регулирование температуры теплоносителя преимущественно осуществляется либо в зависимых схемах за счет теплообмена между греющим и нагреваемым теплоносителем непосредственным контактом (смешением) (рис. 2b), либо в независимых схемах – через стенку в теплообменнике 3 (рис. 2a). В обоих способах задача регулирующего клапана (регулятора температуры) 1 заключается в изменение расхода греющего теплоносителя G_1 путем изменения площади проходного сечения таким образом, чтобы обеспечить заданную температуру t нагреваемого теплоносителя с расходом G .

Для качественного регулирования следует обеспечить адекватную реакцию регулирующего клапана на изменение регулируемого параметра. Следовательно, для обеспечения качественного регулирования процесса

клапаном с линейной пропускной характеристикой зависимость относительной температуры теплоносителя ε_t от пропускной способности клапана ε_{kv} (рис. 3а) должна также иметь линейный вид.

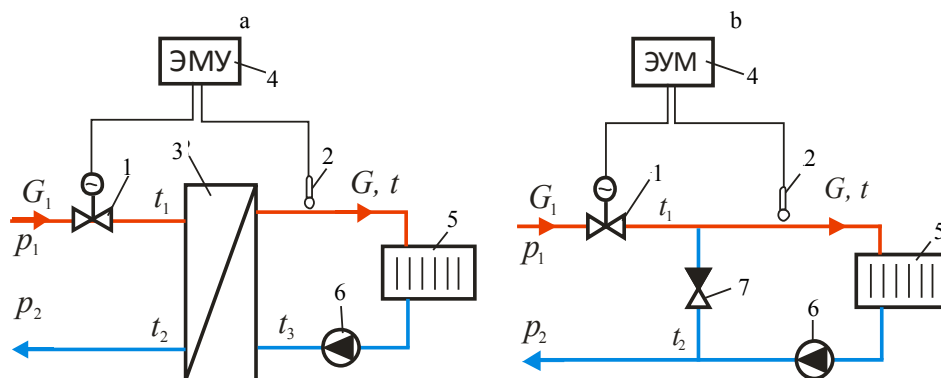


Рис. 2. Регулирование температуры теплоносителя: а – смешением; б – с помощью теплообменника; 1 – регулирующий клапан, 2 – датчик температуры, 3 – теплообменник, 4 – электронный модуль управления, 5 – система отопления, 6 – циркуляционный насос, 7 – обратный клапан

Fig. 2. Regulation of the coolant temperature by mixing (a) and using heat exchanger (b); 1 – control valve, 2 – temperature sensor, 3 – heat exchanger, 4 – electronic control module, 5 – heating system, 6 – circulation pump, 7 – check valve

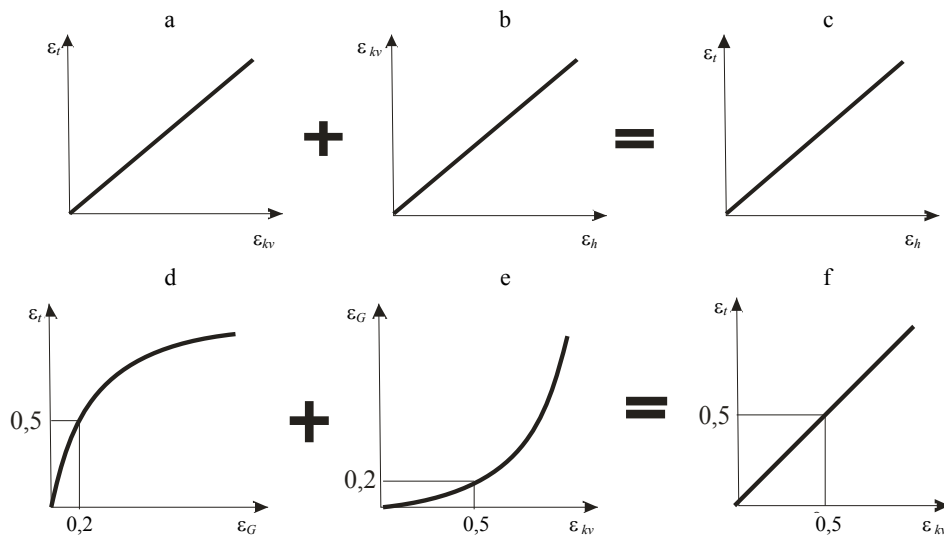


Рис. 3. Регулирование температуры теплоносителя: а, f – температурная характеристика системы теплоснабжения; б – пропускная характеристика регулирующего клапана; с – характеристика регулирования температуры; d – тепловая характеристика регулируемого участка; e – гидравлическая характеристика регулируемого участка

Fig. 3. Coolant temperature regulation: a, f – temperature characteristic of the heat supply system; b – flow characteristic of the control valve; c – temperature control characteristic; d – thermal characteristic of the regulated section; e – hydraulic characteristic of the regulated section

Итоговый график идеального регулирования температуры теплоносителя представлен на рис. 3с, на котором показана зависимость относительной температуры теплоносителя ε_t , подаваемого в систему теплоснабжения, от степени открытия регулирующего клапана ε_h с линейной пропускной характеристикой.

Зависимость $\varepsilon_{kv} = f(\varepsilon_h)$ определяется конструкцией клапана, а зависимость $\varepsilon_t = f(\varepsilon_{kv})$ – параметрами системы теплоснабжения.

Расходная характеристика арматуры – зависимость между относительным расходом через клапан $\varepsilon_G = G / G_s$ и относительным перемещением затвора клапана $\varepsilon_h = h / h_{100}$. Расход через клапан определяется не только степенью открытия затвора клапана k_v , но и перепадом давления Δp на клапане (1). Если перепад давления на клапане постоянен $\Delta p = \text{const}$, то пропускная и расходная характеристики идентичны $\varepsilon_{kv} = k_v / k_{vs} = \varepsilon_G = G / G_s$ (1). Перепад давления на клапане может быть постоянен только в том случае, если клапан является единственным устройством регулируемого участка. В реальных условиях это встречается редко. Некоторым приближением является водоразборный кран системы водоснабжения, установленный сразу после насоса, либо регулирующий клапан с автоматическим поддержанием перепада давления на нем.

Зависимость $\varepsilon_t = f(\varepsilon_{kv})$ можно представить в виде суммы зависимостей относительной температуры от относительного расхода через клапан $\varepsilon_t = f(\varepsilon_G)$ и относительного расхода через клапан от относительной степени открытия клапана $\varepsilon_G = f(\varepsilon_{kv})$ (рис. 3d, e, f).

При этом для получения линейной характеристики $\varepsilon_t = f(\varepsilon_{kv})$ тепловая характеристика теплообмена сред $\varepsilon_t = f(\varepsilon_G)$ (рис. 3d) должна быть зеркальным отображением гидравлической характеристики регулируемого участка $\varepsilon_G = f(\varepsilon_{kv})$ (рис. 3е). Вид гидравлической характеристики $\varepsilon_G = f(\varepsilon_{kv})$ определяется в том числе значением максимальной пропускной способности k_{vs} клапана.

Расчет системы теплоснабжения

Для независимых систем теплоснабжения с теплообменником (рис. 2а) взаимосвязь между температурой и расходом $\varepsilon_t = f(\varepsilon_G)$ определяется из уравнения теплопередачи теплообменника

$$Q = k \Delta \bar{t}_a F, \quad (5)$$

где Q – теплопроизводительность теплообменника, кВт; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $\Delta \bar{t}_a$ – среднелогарифмический по поверхности теплообменника температурный напор, К; F – площадь поверхности теплообмена, м².

Для определения необходимых соотношений расходов теплоносителей в каналах, обеспечивающих требуемые температуры на выходе из теплообменника, используют уравнение теплового баланса

$$Q = G_1 c (t_1 - t_2) = G c (t - t_3), \quad (6)$$

где t_2 – температура греющего теплоносителя на выходе из теплообменника, °C; t_3 – то же нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник, °C.

Среднелогарифмический по поверхности теплообменника температурный напор

$$\Delta \bar{t}_a = \frac{(t_1 - t) - (t_2 - t_3)}{\ln \frac{t_1 - t}{t_2 - t_3}}. \quad (7)$$

$$\text{При } (t_1 - t) = (t_2 - t_3)$$

$$\Delta \bar{t}_a = t_1 - t. \quad (8)$$

После преобразования уравнений (5)–(7) получим выражение, определяющее связь между расходом теплоносителя G_1 и температурой t теплоносителя, подаваемого в систему теплоснабжения:

$$t = t_3 + (t_1 - t_3) \frac{G_1 (A - 1)}{AG - G_1}, \quad (9)$$

$$\text{где } A = \exp \left(kF \left(\frac{1}{c_1 G_1} - \frac{1}{cG} \right) \right).$$

Тогда относительна характеристика системы теплоснабжения

$$\frac{t - t_3}{t_1 - t_3} = \frac{G_1 (A - 1)}{AG - G_1}, \quad (10)$$

а при $G_1 = G$ имеем $(t_1 - t) = (t_2 - t_3)$ и получим

$$\frac{t - t_3}{t_1 - t_3} = \left(\frac{cG_1}{kF} + 1 \right)^{-1}, \quad (11)$$

Выражение для определения относительного изменения температуры теплоносителя имеет вид

$$\varepsilon_t = \frac{t - t_3}{t^{\max} - t_3} = \frac{G_1 (A - 1)}{AG - G_1} \cdot \frac{A_s G - G_{1s}}{G_{1s} (A_s - 1)} = \frac{\varepsilon_G (A - 1)}{AG / G_{1s} - \varepsilon_G} \cdot \frac{A_s G / G_{1s} - 1}{(A_s - 1)}, \quad (12)$$

а при $G_1 = G$

$$\varepsilon_t = \frac{t - t_3}{t^{\max} - t_3} = \frac{cG_{1s} + kF}{cG_1 + kF}. \quad (13)$$

Как видно из (12) и (13), параметры теплообменника (коэффициент теплопередачи и площадь теплообмена) оказывают существенное влияние на вид тепловой характеристики $\varepsilon_t = f(\varepsilon_G)$, которая всегда имеет выгнутый вверх (выпуклый) вид и зависит от эффективности теплообменника, значения расходов теплоносителей.

Результаты расчетов пластинчатого теплообменника ET-012-58/58 (площадь теплообменной поверхности 14,31 м², тепловая мощность 0,5 Гкал/ч) в виде зависимостей относительного повышения температуры теплоносителя в теплообменнике от относительного расхода греющего теплоносителя представлены на рис. 4.

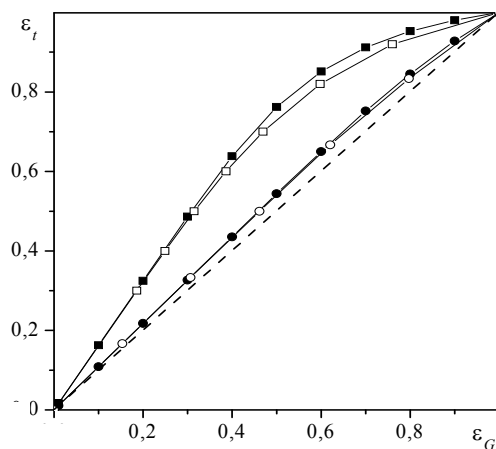


Рис. 4. Тепловая характеристика пластинчатого теплообменника ET-012-58/58

Fig. 4. Thermal characteristic of plate heat exchanger ET-012-58/58

Расчеты сделаны для двух тепловых режимов с номинальными параметрами: температуры теплоносителей 60/30 и 5/55°C, расходы теплоносителей $G_1 = 4,15$ и $G = 2,793$ кг/с (значки в виде квадратиков); температуры теплоносителей 110/70 и 65/95°C, расходы теплоносителей $G_1 = 3,459$ кг/с и $G = 4,742$ кг/с (значки в виде кружочков). Расчеты данных режимов произведены с помощью программы ГК «Теплосила» (темные значки) и по формуле (12) (светлые значки). Как видно, результаты расчетов по программе и формуле имеют качественное совпадение, что говорит о достоверности формулы и возможности ее использования для анализа качественного регулирования теплоснабжения по независимой схеме.

Чем больше мощность теплообменника по сравнению с номинальной тепловой нагрузкой системы и чем больше расход в системе отопления G по сравнению с расходом сетевой воды G_1 , тем ближе характеристика $\varepsilon_t = f(\varepsilon_G)$ к линейной [4, 5].

Взаимосвязь между расходом и пропускной способностью клапана $\varepsilon_G = f(\varepsilon_{kv})$ определяется из уравнения гидравлического баланса участка регулирования (рис. 2а)

$$\Delta p = G_1^2 / k_v^2 + G_1^2 / k_t^2 = \text{const}, \quad (14)$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад давления на участке регулирования (рис. 2), который должен поддерживаться постоянным регулятором перепада давления; k_t – пропускная способность теплообменника по потоку сетевой воды.

При рассмотрении рабочего и максимального режимов работы системы теплоснабжения

$$G_1^2/k_v^2 + G_1^2/k_t^2 = G_{1s}^2/k_{vs}^2 + G_{1s}^2/k_t^2. \quad (15)$$

Откуда

$$\varepsilon_G = \frac{G_1}{G_{1s}} = \sqrt{\frac{1/k_{vs}^2 + 1/k_t^2}{1/k_v^2 + 1/k_t^2}} = \varepsilon_{kv} \sqrt{\frac{1 + k_t^2/k_{vs}^2}{\varepsilon_{kv}^2 + k_t^2/k_{vs}^2}}. \quad (16)$$

На рис. 5а представлены зависимости относительного расхода ε_G от относительной пропускной способности клапана ε_{kv} при различных соотношения пропускной способности теплообменника k_t к максимальной пропускной способности клапана k_{vs} . Как видно, эта характеристика также всегда имеет выгнутый вверх вид и соответственно она не может компенсировать нелинейность характеристики $\varepsilon_t = f(\varepsilon_G)$. Однако чем больше соотношения k_t/k_{vs} , т. е. чем больше гидравлическое сопротивление полностью открытого клапана по сравнению с гидравлическим сопротивлением теплообменника, тем более вид характеристики стремится к линейному. Для компенсации нелинейности обобщенной характеристики $\varepsilon_t = f(\varepsilon_{kv})$ в независимых системах отопления рекомендуется устанавливать регулирующий клапан с вогнутой вниз (логарифмической, параболической или другой) характеристикой.

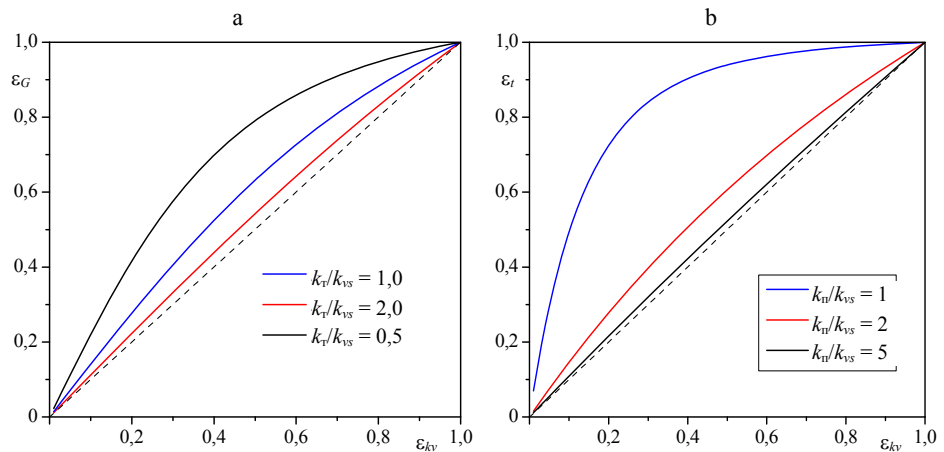


Рис. 5. а – гидравлические характеристики регулируемого участка независимой системы отопления при различных соотношениях пропускной способности теплообменника k_t к максимальной пропускной способности клапана k_{vs} ; б – температурные характеристики зависимой системы отопления при различных соотношениях пропускной способности перемычки k_n к максимальной пропускной способности клапана k_{vs}

Fig. 5. а – hydraulic characteristics of the regulated section of an independent heating system at different ratios of the heat exchanger throughput capacity k_t to the maximum valve throughput capacity k_{vs} ; б – temperature characteristics of the dependent heating system at different ratios of the jumper throughput capacity k_n to the maximum valve throughput capacity k_{vs}

Для системы теплоснабжения со смешением теплоносителей (рис. 3b) взаимосвязь между температурами и расходом определяется из условия равенства тепловых балансов

$$G_1 c t_1 + (G - G_1) c t_2 = G c t, \quad (17)$$

где c – теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг · °C).

Таким образом, если в системе теплоснабжения постоянный гидравлический режим ($G = \text{const}$), то между температурой теплоносителя t , подаваемого в систему теплоснабжения, и расходом воды G_1 имеется линейная связь

$$(t - t_2) / (t_1 - t_2) = G_1 / G. \quad (18)$$

А тепловая характеристика участка регулирования всегда имеет линейный вид

$$\varepsilon_t = \frac{t - t_2}{t^{\max} - t_2} = \frac{G_1}{G_{1s}} = \varepsilon_G. \quad (19)$$

Уравнение гидравлического баланса участка регулирования имеет вид

$$\Delta p = G_1^2 / k_v^2 - (G - G_1)^2 / k_n^2 = \text{const}, \quad (20)$$

где k_n – пропускная способность перемычки.

При рассмотрении рабочего и максимального режимов работы системы теплоснабжения получим выражение

$$G_1^2 / k_v^2 - (G - G_1)^2 / k_n^2 = G_{1s}^2 / k_v^2 - (G - G_{1s})^2 / k_n^2. \quad (21)$$

Тогда выражение для определения относительного изменения температуры теплоносителя примет вид

$$\varepsilon_t = \varepsilon_G = \frac{\sqrt{\frac{k_{vs}^4}{k_n^4} \cdot (u+1)^2 + \left(1 + \frac{k_{vs}^2}{k_n^2} (2u+1)\right) \left(\frac{1}{\varepsilon_{kv}^2} - \frac{k_{vs}^2}{k_n^2}\right)} - \frac{k_{vs}^2}{k_n^2} \cdot (u+1)}{1 / \varepsilon_{kv}^2 - k_{vs}^2 / k_n^2}, \quad (22)$$

где $u = G / G_{1s} - 1 = (t_{1\max} - t^{\max}) / (t^{\max} - t_{2\max})$ – коэффициент смешения.

Рассмотрим зависимую систему отопления с температурным графиком: $t_{1\max} = 130$ °C, $t^{\max} = 90$ °C, $t_{2\max} = 70$ °C, для которой коэффициент смешения $u = 2$. На рис. 5b представлены зависимости относительной температуры ε_t от относительной пропускной способности клапана ε_{kv} при различных соотношениях пропускной способности перемычки k_n к максимальной пропускной способности клапана k_{vs} . Как видно, чем больше соотношения k_n / k_{vs} , тем более вид характеристики стремится к линейному.

ВЫВОДЫ

1. Линейное управление тепловым потоком – идеальный закон регулирования, к которому следует стремиться при проектировании систем теплоснабжения. Для обеспечения качественного регулирования систем теплоснабжения необходимо учесть комплексное взаимодействие тепло-

вой $\varepsilon_t = f(\varepsilon_G)$, гидравлической $\varepsilon_G = f(\varepsilon_{kv})$ характеристик регулируемого участка и пропускной характеристики регулирующего клапана $\varepsilon_{kv} = f(\varepsilon_h)$.

2. Для независимых систем теплоснабжения с теплообменником температурная характеристика $\varepsilon_t = f(\varepsilon_{kv})$ имеет нелинейный выпуклый вид и зависит от эффективности теплообменника, значения расходов теплоносителей. Поэтому для обеспечения качественного регулирования рекомендуется устанавливать регулирующий клапан с вогнутой (логарифмической, параболической или другой) характеристикой. При установке клапана с линейной характеристикой необходимо, чтобы пропускная способность теплообменника была больше максимальной пропускной способности клапана (потери давления потока среды в открытом клапане были выше потери давления в теплообменнике).

3. Для зависимых систем теплоснабжения температурная характеристика $\varepsilon_t = f(\varepsilon_{kv})$ имеет линейный вид. Поэтому для обеспечения качественного регулирования (отклонение не более 5 %) рекомендуется устанавливать регулирующий клапан с линейной характеристикой и максимальной пропускной способностью в пять раз меньше пропускной способности перемычки.

Исследования выполнены при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках реализации программы Научного центра мирового уровня по направлению «Передовые цифровые технологии» СПбГМТУ № 075-15-2022-312.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пырков, В. В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование / В.В. Пырков. Киев: Такі справи, 2007. 250 с. Режим доступа: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/danfoss/7732>.
2. Седнин, А. В. Энергоэффективность применения гибридных тепловых пунктов в условиях интеграции электрических и тепловых сетей городских микрорайонов. Часть 1: Обоснование целесообразности применения гибридных тепловых пунктов / А. В. Седнин, М. И. Позднякова // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2023. Т. 66, № 6. С. 552–566. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-6-552-566>.
3. Седнин, А. В. О подходе к обработке данных для интеллектуальных систем централизованного теплоснабжения / А. В. Седнин, А. В. Жерело // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2022. Т. 65, № 3. С. 240–249. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-3-240-249>.
4. Benonysson, A. Optimum control of heat exchangers [Electronic Resource] / A. Benonysson, H. Boysen. 1995. Mode of access: <https://www.yumpu.com/en/document/read/18453065/optimum-control-of-heat-exchangers-danfosscom>.
5. Benonysson, A. Valve characteristics for motorized valves in district heating substations / Atli Benonysson, H. Boysen. 1999. Mode of access: <https://www.yumpu.com/en/document/read/18452497/valve-characteristics-for-motorized-valves-in-district-danfosscom>.
6. Пырков, В. В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения / В.В. Пырков. Киев: Такі справи, 2010. 303 с. Режим доступа: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/danfoss/7731>.
7. Применение средств автоматизации Danfoss в тепловых пунктах систем централизованного теплоснабжения зданий [Электронный ресурс]. М.: ООО Данфосс, 2009. Режим доступа: <http://www.danfoss.spb.ru/images/stories/pdf/RB.00.H5.50.pdf>.
8. Покотилов, В. В. Системы водяного отопления / В. В. Покотилов. Вена: HERZ Argmatoren, 2008. 159 с. Режим доступа: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/herz/15237>.
9. Покотилов, В. В. Регулирующие клапаны автоматизированных систем тепло- и хо-

- лodosнабжения / В. В. Покотилов. Вена: HERZ Armaturen, 2017. 228 с. Режим доступа: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/herz/15238>.
10. Сухоцкий, А. Б. Методика подбора регулирующих клапанов TRV и регуляторов давления RDT [Электронный ресурс] / А. Б. Сухоцкий. Минск: ГК «Теплосила», 2017. Режим доступа: <https://teplo-sila.com/assets/files/proektirovshhikam/metodika-podbora/metodika-podbora.pdf>.
 11. Сухоцкий, А. Б. О правильном подборе и настройке регулирующей арматуры в тепловом пункте / А. Б. Сухоцкий // Трубопроводная арматура и оборудование. 2018. № 2 (95), С. 54–55.
 12. Сухоцкий, А. Б. Основы учета, контроля и регулирования в системах теплоснабжения / А. Б. Сухоцкий. Минск: Колорград, 2023. 299 с.
- Поступила 17.10.2023 Подписана в печать 26.12.2023 Опубликовано онлайн 31.01.2024

REFERENCES

1. Pyrkov V. V. (2007) *Modern Heating Units. Automation and Regulation*. Kiev, Taki Spravi Publ. 250. Available at: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/danfoss/7732> (in Russian).
2. Sednin A. V., Pozdnyakova M. I. (2023) Energy Efficiency of Using Hybrid Heating Points in Conditions of Integration of Electrical and Thermal Networks of Urban Neighborhoods. Part 1: Justification of the Feasibility of Using Hybrid Thermal Points. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 66 (6), 552–566. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-6-552-566> (in Russian).
3. Sednin A. V., Zherelo A. V. (2022) An Approach to Data Processing for the Smart District Heating System. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 65 (3), 240–249. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-3-240-249>. (in Russian).
4. Benonysson A., Boysen H. (1995) *Optimum Control of Heat Exchangers*. Available at: <https://www.yumpu.com/en/document/read/18453065/optimum-control-of-heat-exchangers-danfosscom>.
5. Benonysson A., Boysen H. (1999) *Valve Characteristics for Motorized Valves in District Heating Substations*. Available at: <https://www.yumpu.com/en/document/read/18452497/valve-characteristics-for-motorized-valves-in-district-danfosscom>.
6. Pyrkov V. V. (2010) *Hydraulic Regulation of Heating and Cooling Systems. Theory and Practice*. Kiev, Taki spravi Publ. 304. Available at: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/danfoss/7731> (in Russian).
7. *The Use of Danfoss Automation Tools in Heating Units of District Heating Systems of Buildings: A Manual*. Moscow, Danfoss LLC, 2009. Available at: <http://www.danfoss.spb.ru/images/stories/pdf/RB.00.H5.50.pdf> (in Russian).
8. Pokotilov V. V. (2008) *Water Heating Systems*. Vienna, HERZ Armaturen. 159. Available at: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/herz/15237> (in Russian).
9. Pokotilov V. V. (2017) *Control Valves of Automated Heat and Cold Supply Systems*. Vienna, HERZ Armaturen. 228. Available at: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/herz/15238> (in Russian).
10. Sukhotskii A. B. (2017) *Method of Selection of TRV Control Valves and Pressure Regulators RDT*. Minsk, Teplosila Group of Companies. Available at: <https://teplo-sila.com/assets/files/proektirovshhikam/metodika-podbora/metodika-podbora.pdf> (in Russian).
11. Sukhotskii A. B. (2018) On the Correct Selection and Adjustment of Control Valves in a Heating Unit. *Truboprovodnaya Armatura i Oborudovanie* [Pipe Fittings and Equipment], (2), 54–55 (in Russian).
12. Sukhotskii A. B. (2023) *Fundamentals of Accounting, Control and Regulation in Heat Supply Systems*. Minsk, Kolograd Publ. 299 (in Russian).

Received: 17 October 2023 Accepted: 26 December 2023 Published online: 31 January 2024