Федорова Алена Юрьевна,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
аспирант кафедры химии и химических технологий в энергетике,
e-mail: abdvlenka@mail.ru
Fedorova Alena Yuryevna,
Ivanovo State Power Engineering University,
Post-Graduate student of the Department of Chemistry and Chemical Technologies in Power Industry,
e-mail: abdvlenka@mail.ru

Бушуйев Евгений Николаевич,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
доктор технических наук, профессор кафедры химии и химических технологий в энергетике,
телефон (4932) 26-99-32,
e-mail: admin@xxte.ispu.ru
Bushuev Evgeny Nikolayevich,
Ivanovo State Power Engineering University,
Doctor of Engineering Sciences (Post-Doctoral degree), Professor of the Department of Chemistry and Chemical
Technologies in Power Industry,
tel.: (4932) 26-99-32,
e-mail: admin@xxte.ispu.ru

УДК 532.542

Устройство для повышения эффективности работы централизованной системы теплоснабжения

В.В. Смирнов¹, Ю.В. Яворовский², В.В. Сенников¹

¹ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
г. Иваново, Российская Федерация

²ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет (МЭИ)», г. Москва, Российская Федерация
E-mail: yavorovskyYV@mpei.ru, kbispu@mail.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса. Эффективность централизованного теплоснабжения зависит от технологических потерь, в том числе потери на «перетоп». Эта потеря вызвана необходимостью поддерживать температуру сетевой воды, достаточную для нагрева воды на нужды горячего водоснабжения до нормативных значений, но превышающую температуру теплоносителя на отопление. В закрытых системах теплоснабжения, в которых отсутствуют авторегуляторы для систем отопления, неравномерность потребления горячего водоснабжения приводит к уменьшению подачи сетевой воды на отопление, а следовательно, и к снижению температуры воздуха внутри помещений. Недостатком существующих решений проблемы является сложность поддержания гидравлических режимов в теплосети. Повышение энергоэффективности и рациональное использование энергоресурсов является актуальной задачей. На эффективность работы системы централизованного теплоснабжения влияет режим работы теплосетей и теплоиспользующего оборудования, поэтому задача оптимизации теплогидравлических режимов является также актуальной на сегодняшний день.

Материалы и методы. Для построения математической модели использованы методы математического моделирования нелинейных физических процессов. При разработке математической модели не учтены гидравлические сопротивления в боковых ответвлениях тройников в термогидравлическом распределителе.

Результаты. Предложена новая схема присоединения абонентских установок в индивидуальном тепловом пункте, которая позволяет исключить влияние резко переменной нагрузки горячего водоснабжения в течение суток на температурный режим помещений потребителей без авторегуляторов на системе отопления и устранить «перетоп» потребителей.

Выводы. Полученные результаты доказывают эффективность применения термогидравлических распределителей в индивидуальном и центральном тепловых пунктах системы централизованного теплоснабжения с неизменным гидравлическим сопротивлением абонентских установок, что позволяет подключить подогреватель горячего водоснабжения по параллельной схеме с любым соотношением максимальных тепловых потоков на горячее водоснабжение и отопление и устранить «перетоп».

Ключевые слова: термогидравлический распределитель, индивидуальный тепловой пункт, система централизованного теплоснабжения, тепловая разбалансированность, гидравлическая разбалансированность, перетоп

Device for increasing the efficiency of a district heat supply system

V.V. Smirnov¹, Y.V. Yavorovsky², V.V. Sennikov¹

¹Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation

²National Research University (MPEI), Moscow, Russian Federation

E-mail: yavorovskyYV@mpei.ru, kbispu@mail.ru

Abstract

Background. The efficiency of district heating depends on technological losses, such as overheating losses. Such losses are caused by the need to maintain a network water temperature sufficient to heat the water for hot water supply to the standard values, but not higher than the heat medium temperature for heating. In closed heat supply systems, without automatic regulators in heating systems, the uneven consumption of hot water leads to a decrease in the supply of network water for heating, and, consequently, to a decrease in the temperature of the air inside the premises. The drawback of existing solutions is the difficulty of maintaining hydraulic regimes in the heat network. Increasing energy efficiency and rational use of energy resources is an urgent task, therefore. The efficiency of the district heating system is affected by the operating mode of heating systems and heat-using equipment, so it is now also important to optimize the thermal-hydraulic regimes.

Materials and methods. To build the mathematical model, we applied methods of mathematical modeling of nonlinear physical processes. However, we did not take into account hydraulic resistance in the lateral branches of the tees in the thermohydraulic distributor.

Results. A new scheme for connection of consumer units in an individual heat point is proposed. The scheme makes it possible to exclude the influence of sharply variable load in the hot water supply system during the day on the temperature regime of consumer premises without automatic regulators in the heating system, and to eliminate the overheating of consumers.

Conclusions. The obtained results can be used in individual and central heat points of a district heating system with the constant hydraulic resistance of the consumer units making it possible to connect the hot water heater in parallel with any ratio of maximum heat flows for hot water and heating supply and to eliminate overheating.

Key words: thermohydraulic distributor, individual heat point, district heat supply system, thermal and hydraulic imbalances, overheating

DOI: 10.17588/2072-2672.2018.5.017-025

Введение. С начала развития централизованного теплоснабжения как в нашей стране, так и странах бывшего СССР исторически сложился метод централизованного качественного регулирования отпуска тепла по отопительной нагрузке, в основу которого заложен температурный график. Расчетная температура воздуха внутри помещений поддерживалась за счет неизменного расхода теплоносителя в сети в течение всего отопительного периода, температура теплоносителя изменялась в зависимости от температуры наружного воздуха. По этому принципу работают теплоисточники и по сей день. С появлением нагрузки горячего водоснабжения (ГВС) при определенной температуре наружного воздуха появился так называемый «излом» температурного графика, вызванный поддержанием температуры на ГВС в местах водоразбора с температурным потенциалом не менее 60 °С. В период наружных температур выше температуры точки «излома» на систему отопления абонента поступает теплоноситель с температурой большей, чем ему необходимо согласно температурному графику. При отсутствии местного регулирования происходит так называемый «перетоп», потребителя попросту вынуждают регулировать температуру внутри помещения с помощью открытия форточек [1]. Например, для г. Москвы на «перетоп» в течение отопительного периода уходит около 15 % годового расхода тепла на отопление [2]. Появление ГВС привело не толь-

ко к ограничению нижнего предела подачи теплоносителя, но и к другим проблемам, связанным с поддержанием в течение всего отопительного периода суточного баланса тепла у абонентов. Так, у потребителей с постоянным гидравлическим сопротивлением отопительных установок изменение нагрузки ГВС в течение суток приводит к изменению подачи тепла на систему отопления, что, в свою очередь, приводит к изменению температуры воздуха внутри помещений в меньшую сторону.

Теплоснабжение в России осуществляется в большей мере по централизованной системе. Одной из актуальных задач, стоящих как перед нашей страной, так и перед зарубежными странами, является уменьшение энергопотребления и более рациональное использование энергетических ресурсов. Одним из направлений энергосбережения является совершенствование схем подключения потребителей тепловой энергии на базе разносторонних исследований режимов их работы, способствующих снижению энергетических затрат.

Термогидравлический распределитель (ТГР) – устройство, предназначенное для улучшения процесса теплоснабжения. ТГР применяют в системах децентрализованного теплоснабжения, основной задачей при этом является обеспечение независимости конту-

ров: котлового контура и контуров потребителей, имеющих различные температурные потенциалы и различные перепады давлений в точках отбора и возврата теплоносителя. Вопросы использования ТГР в системах децентрализованного теплоснабжения рассмотрены в [3, 4, 5, 6, 7].

Применение ТГР в системе централизованного теплоснабжения рассмотрено в [8, 9]. Использование ТГР в индивидуальном тепловом пункте (ИТП) в качестве схемы присоединения абонентских установок позволит исключить в течение суток влияние резко переменной тепловой нагрузки ГВС на нагрузку отопления для потребителей, подключенных по зависимой закрытой одноступенчатой параллельной схеме ГВС с неизменными сопротивлениями отопительных установок (при отсутствии на абонентских вводах регулятора расхода, перепада давлений).

Применение ТГР с трехходовым клапаном на вторичном контуре системы отопления позволит исключить «перетоп» потребителей при изломе температурного графика тепловой сети, а также при превышении температуры в подающей линии теплосети. Например, согласно скорректированному температурному графику на величину потерь от теплоисточника до самого наихудшего потребителя, остальные потребители, подключенные по зависимой схеме, будут получать количество теплоты большее, чем им необходимо при текущей температуре наружного воздуха.

Таким образом, потребитель, подключенный через ТГР в качестве схемы присоединения абонентской установки, имеет возможность получать столько теплоты, сколько ему необходимо в данный момент времени, излишнее количество тепла проходит транзитом через ТГР G_{tgr} и возвращается обратно на источник тепла.

Методы исследования. Способность системы поддерживать определенный гидравлический режим характеризуется коэффициентом гидравлической устойчивости Y , количественно который можно оценить отношением расчетного расхода сетевой воды к максимально возможному расходу через эту систему. Коэффициент гидравлической устойчивости абонентов, оснащенных авторегуляторами, практически равен единице при всех режимах работы. При отсутствии авторегуляторов значение коэффициента Y значительно отличается от единицы, максимальная разрегулировка возникает при наибольшем отклонении располагаемого напора в теплосети перед абонентом от расчетного:

$$Y = \sqrt{\frac{\Delta H_a}{\Delta H_a + \Delta H_c}}, \quad (1)$$

где ΔH_a – располагаемый напор на абонентском вводе при расчетном расходе, м вод. ст.; ΔH_c – потеря напора в теплосети при расчетном расходе, м вод. ст.

Чтобы определить зависимость изменения расхода сетевой воды на систему отопления от

изменяющейся в течение суток и дней недели нагрузки ГВС для параллельной схемы подключения теплообменника у потребителя в ИТП, используем методики [10, 11, 12].

При отсутствии на абонентских вводах регуляторов расхода присоединение установок ГВС осуществляется по параллельной или двухступенчатой смешанной схеме. Расход сетевой воды на ГВС устанавливается регулятором температуры (РТ), поддерживающим заданную температуру воды на ГВС. При такой схеме параллельно включены отопительная система с постоянным сопротивлением S_{op} и система ГВС, расход которой зависит от нагрузки ГВС и температуры сетевой воды, но не зависит от располагаемого напора в сети. Таким образом, подогреватель ГВС с РТ представляет систему с переменным сопротивлением.

Зависимость расхода сетевой воды на отопление от режима потребления ГВС определяется следующим образом. Для расчетного режима расчетное давление, создаваемое сетевым насосом, находим по следующей зависимости:

$$\Delta H_H^p = \Delta H_{np}^p + \Delta H_{аб}^p + \Delta H_{обр}^p, \quad (2)$$

при изменении расчетных условий

$$\Delta H_H = \Delta H_{np} + \Delta H_{аб} + \Delta H_{обр}, \quad (3)$$

где ΔH_H^p – давление (напор) на теплоисточнике (напор, создаваемый сетевым насосом) при расчетных условиях, м вод. ст.; ΔH_{np}^p , $\Delta H_{аб}^p$, $\Delta H_{обр}^p$ – расчетные потери напора в подающей магистрали, в абонентском узле ввода и в обратном трубопроводе теплосети, м вод. ст.; ΔH_H , ΔH_{np} , $\Delta H_{аб}$, $\Delta H_{обр}$ – то же при нерасчетных условиях.

С учетом квадратичной зависимости потерь напора от расхода сетевой воды уравнение (2) примет вид

$$\Delta H_H = \Delta H_{np}^p \left(\frac{G_o + G_{гвс}}{G_o^p + G_{гвс}^p} \right)^2 + \Delta H_{аб} \left(\frac{G_o}{G_o^p} \right)^2 + \Delta H_{обр} \left(\frac{G_o + G_{гвс}}{G_o^p + G_{гвс}^p} \right)^2, \quad (4)$$

где G_o^p , $G_{гвс}^p$ – расчетные расходы сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение, т/ч; G_o , $G_{гвс}$ – текущие расходы сетевой воды на отопление и ГВС, т/ч.

Введем следующие обозначения: $\varphi = G_o / G_o^p$ – относительный расход воды на отопление; $n = G_{гвс} / G_o^p$ – относительный расход сетевой воды на ГВС; $\eta_p = G_{гвс}^p / G_o^p$ – расчетный относительный расход сетевой

воды на ГВС; $\alpha = \Delta H_n / \Delta H_n^p$ – относительный перепад давления (напора) на теплоисточнике; $\Delta \bar{H}_n = \Delta H_n^p / \Delta H_n^p$, $\Delta \bar{H}_{обр} = \Delta H_{обр}^p / \Delta H_n^p$, $\Delta \bar{H}_{аб} = \Delta H_{аб}^p / \Delta H_n^p$ – относительные потери напора в подающем, обратном трубопроводе и у абонента соответственно, м вод. ст.

После алгебраических преобразований уравнение (4) примет вид

$$\alpha = \Delta \bar{H}_n \left(\frac{\varphi + n}{1 + n_p} \right)^2 + \Delta \bar{H}_{аб} \varphi^2 + \Delta \bar{H}_{обр} \left(\frac{\varphi + n}{1 + n_p} \right)^2, \quad (5)$$

Решение уравнения (5) относительно φ определяет относительный расход воды на отопление при изменении расхода сетевой воды на ГВС.

Расход сетевой воды на отопление у абонента составляет

$$G_o = \varphi \cdot G_o^p. \quad (6)$$

Расход сетевой воды на теплоисточнике рассчитывается как

$$G_c = G_o + G_{гвс}. \quad (7)$$

Изменение относительного расхода воды на отопление φ при изменении расхода сетевой воды на ГВС n при различных относительных потерях напора в магистральной теплосети и у абонента (при различной гидравлической устойчивости системы теплоснабжения) и при неизменном располагаемом напоре на теплоисточнике $\alpha = 1$ представлены на рис. 1.

Рис. 1. Зависимость относительных расходов воды на систему отопления φ от расхода сетевой воды на ГВС n в закрытой системе теплоснабжения при различной гидравлической устойчивости системы теплоснабжения (при $n_p = 0,5, \alpha = 1$): 1 – $Y = 0,2$; 2 – $Y = 0,44$; 3 – $Y = 0,9$

Анализ полученных зависимостей (рис. 1) показывает, что с увеличением сетевой воды на ГВС n уменьшается расход воды на систему отопления φ :

1) чем меньше гидравлическая устойчивость системы теплоснабжения, тем сильнее изменяется φ с ростом n и потребитель недополучает необходимое количество теплоты и тем более стабильным оказывается суммарный относительный расход сетевой воды на теплоисточник, равный $\varphi + n$;

2) при высокой гидравлической устойчивости системы теплоснабжения изменение n мало оказывает влияние на φ и сильно влияет на режим работы теплоисточника.

Следует отметить, что центральное регулирование гидравлических режимов в таких случаях возможно только при обеспечении одинакового относительного расхода воды на отопление у всех абонентов и для получения пропорциональной разрегулировки всех неавтоматизированных систем необходимо, чтобы отношение расходов воды на ГВС n , а также расчетный располагаемый напор на абонетском вводе $\Delta H_{аб}^p$ были одинаковы у всех абонентов.

Гидравлический режим такой системы эквивалентен режиму теплосети с одним абонентом, у которого расчетные расходы на вводе равны суммарным расходам в реальной теплосети. В случае, когда в теплосети отсутствуют указанные выше условия, центральное регулирование приводит к отклонению теплового режима отдельных потребителей и перерасходу топлива на источнике. В таком случае необходимо использовать индивидуальное и G_i местное регулирование тепловой нагрузки отопления, которое в свою очередь оказывает негативное воздействие на гидравлический режим работы источника.

Профессором Е.Я. Соколовым отмечено, что для того, чтобы гидравлический режим был стабильным, необходимо применять такие схемы присоединения абонентских установок, которые позволят локализовать переменные гидравлические режимы в пределах этих установок, не передавая эти изменения на систему теплоснабжения в целом [10].

Для решения выше указанной проблемы предлагается с помощью присоединения абонентских установок через ТГР исключить: взаимное влияние режимов работы системы ГВС на систему отопления абонентов, подключенных к ИТП по одноступенчатой схеме присоединения подогревателей ГВС с зависимым присоединением систем отопления с неизменным сопротивлением абонентских установок; «перетоп» потребителей при изломе температурного графика тепловой сети, а также при превышении температуры сетевой воды в подающей линии теплосети. Принципиальная схема ТГР с трехходовым клапаном на линии отопления представлена на рис. 2.

Математическая модель. Расчеты тепловых и гидравлических режимов работы ТГР выполняются на основе решения систем уравнений балансов массовых расходов и

сумм потерь напора при обходе контуров – аналогии первого и второго законов Кирхгофа:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma G_i &= 0, \\ \Sigma S_i \cdot G_i \cdot |G_i| - \Sigma H_j &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где G_i – расходы, входящие и выходящие в узел за вычетом одного – балансирующего, т/ч; ΣS_i – сопротивление участка трубопровода, (м·ч²)/т²; ΣH_j – алгебраическая сумма напоров насосов в контуре.

Распишем уравнения потерь напора в контурах ТГР.

1. Контур на абонентском вводе:

$$\begin{aligned} f_1 &= (S_{ts1} + S_{p1} + S_{p7} + S_{ts2}) G_{ts} \cdot |G_{ts}| + \\ &+ S_{p2} (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o| + \\ &+ S_{p3} (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| + \\ &+ S_{p4} (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \times \\ &\times |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}| + \\ &+ S_{p5} (G_{ts} - G_o - G_w) |G_{ts} - G_o - G_w| + \\ &+ S_{p6} (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o| - H_a, \end{aligned} \quad (9)$$

где S_{ts1} – сопротивление подающего трубопровода между точками 10 и 1, (м·ч²)/т²; S_{p1} – сопротивление в ТГР между точками 1 и 2, (м·ч²)/т²; S_{p7} – сопротивление в ТГР между точками 7 и 8, (м·ч²)/т²; S_{ts2} – сопротивление в обратном трубо-

проводе между точками 8 и 9, (м·ч²)/т²; G_{ts} – расход сетевой воды на ТП (тепловой пункт), т/ч; S_{p2} – сопротивление в ТГР между точками 2 и 3, (м·ч²)/т²; G_o – расход сетевой воды на систему отопления, т/ч; S_{p3} – сопротивление в ТГР между точками 3 и 4, (м·ч²)/т²; G_w – расход сетевой воды на систему вентиляции, т/ч; S_{p4} – сопротивление в ТГР между точками 4 и 5, (м·ч²)/т²; G_{gws} – расход сетевой воды на систему ГВС, т/ч; S_{p5} – сопротивление в ТГР между точками 5 и 6, (м·ч²)/т²; S_{p6} – сопротивление в ТГР между точками 6 и 7, (м·ч²)/т²; H_a – располагаемый напор перед ТГР на вводе в ТП между точками 9 и 10.

2. Внешний контур местной системы отопления:

$$\begin{aligned} f_2 &= (S_{to1} + S_{to2} + S_{rego1}) G_o \cdot |G_o| - \\ &- S_{rego2} G_{sm} \cdot |G_{sm}| - S_{p6} (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o| - \\ &- S_{p5} (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| - \\ &- S_{p4} (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \times \\ &\times |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}| - \\ &- S_{p3} (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| - \\ &- S_{p2} (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o|. \end{aligned} \quad (10)$$

Рис. 2. Принципиальная схема ТГР с трехходовым клапаном на линии отопления: 1, 2 – подводящий и отводящий трубопроводы местной системы отопления; 3, 4 – подводящий и отводящий трубопроводы системы вентиляции; 5, 6 – подводящий и отводящий трубопроводы системы ГВС; 7 – подогреватель ГВС; 8 – калорифер; 9 – система отопления; 10 – насос системы ГВС; 11 – насос системы вентиляции; 12 – насос системы отопления; 13 – трехходовой регулирующий клапан системы отопления; 14 – регулирующий клапан системы ГВС; 15 – регулирующий клапан системы вентиляции; d_{tgr} – внутренний диаметр ТГР; d_{ts1} , d_{ts2} – внутренний диаметр подающего и обратного трубопровода внешней тепловой сети; d_o , d_w , d_{gws} – внутренние диаметры подводящих и отводящих трубопроводов к системам отопления, вентиляции и ГВС

3. Внутренний контур местной системы отопления:

$$f_{2a} = (S_{so} + S_{no}) G_{so} \cdot |G_{so}| + S_{rego2} G_{sm} \cdot |G_{sm}| - H_{no0}, \quad (11)$$

где S_{to1} , S_{to2} – сопротивление подводящего, поз. 1, и отводящего, поз. 2, трубопроводов местной системы отопления, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; S_{rego1} – сопротивление трехходового клапана на линии отопления со стороны подводящего трубопровода, поз. 13, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; S_{rego2} – сопротивление трехходового клапана на линии отопления со стороны линии подмеса, поз. 13 $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; G_{sm} – расход теплоносителя со стороны линии подмеса после системы отопления, $\text{т}/\text{ч}$; S_{so} – сопротивление системы отопления, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; S_{no} – гидравлическое сопротивление проточной части циркуляционного насоса контура системы отопления, поз. 12, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; G_{so} – расход теплоносителя в местной системе отопления, $\text{т}/\text{ч}$; H_{no0} – напор, создаваемый циркуляционным насосом контура системы отопления при нулевой подаче, м вод. ст.

4. Внешний контур системы вентиляции:

$$f_3 = (S_{tw1} + S_{tw2} + S_{kw} + S_{nw} + S_{regw}) G_w \cdot |G_w| - H_{nw0} - S_{p5} (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| - S_{p4} (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \times |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}| - S_{p3} (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w|, \quad (12)$$

где S_{tw1} , S_{tw2} – сопротивление подающего, поз. 3, и обратного, поз. 4, трубопроводов системы вентиляции, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; S_{kw} – сопротивление подогревателя (калорифера), поз. 8, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; S_{nw} – гидравлическое сопротивление проточной части циркуляционного насоса контура системы вентиляции, поз. 11, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; S_{regw} – сопротивление регулирующего клапана системы вентиляции, поз. 15, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; H_{nw0} – напор, создаваемый циркуляционным насосом контура системы вентиляции при нулевой подаче, м вод. ст.

5. Внешний контур системы ГВС:

$$f_4 = (S_{tgws1} + S_{tgws2} + S_{togws} + S_{ngws} + S_{reggws}) G_{gws} \cdot |G_{gws}| - H_{ngws0} - S_{p4} (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \times |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}|, \quad (13)$$

где S_{tgws1} , S_{tgws2} – сопротивление подающего, поз. 5, и обратного, поз. 6, трубопроводов системы ГВС, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; S_{togws} – сопротивление подогревателя ГВС, поз. 7, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; S_{ngws} – гидравлическое сопротивление проточной части циркуляционного насоса контура ГВС, поз. 10, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; S_{reggws} – сопротивление регулирующего клапана системы ГВС, поз. 14, $(\text{м} \cdot \text{ч}^2)/\text{т}^2$; H_{ngws0} – напор, создаваемый циркуляционным насосом контура системы ГВС при нулевой подаче, м вод. ст.

Плотность теплоносителя в точке 1, $\text{кг}/\text{м}^3$, определяется по формуле

$$\rho_1 = g_0 + t_1 (g_1 + t_1 (g_2 + t_1 (g_3 + t_1 (g_4 + t_1 g_5))))), \quad (14)$$

где $g_0 = 995,8220825$; $g_1 = 0,437826693$; $g_2 = -0,017837286$; $g_3 = 0,000160945$; $g_4 = -7,80001 \cdot 10^{-7}$; $g_5 = 1,43126 \cdot 10^{-9}$.

Плотность теплоносителя в точках 2–4, сетевой воды в подводящих трубопроводах систем отопления (поз. 1), вентиляции (поз. 3), ГВС (поз. 5) рассчитывается как

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho_o = \rho_w = \rho_{gws}. \quad (15)$$

Коэффициент кинематической вязкости теплоносителя для точки 1, $\text{м}^2/\text{с}$, рассчитывается по формуле

$$v_1 = k_0 + t_1 (k_1 + t_1 (k_2 + t_1 (k_3 + t_1 (k_4 + t_1 \times (k_5 + t_1 (k_6 + t_1 (k_7 + t_1 k_8))))))), \quad (16)$$

где $k_0 = 1,779713 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = -5,184625 \cdot 10^{-8}$; $k_2 = 7,802509 \cdot 10^{-10}$; $k_3 = -4,724096 \cdot 10^{-12}$; $k_4 = -8,575032 \cdot 10^{-15}$; $k_5 = 1,807215 \cdot 10^{-16}$; $k_6 = 4,3812 \cdot 10^{-20}$; $k_7 = -4,98252 \cdot 10^{-21}$; $k_8 = 1,25768 \cdot 10^{-23}$, $v_1 = v_2 = v_3 = v_4$.

Теплоемкость теплоносителя для точки 1, $\text{ккал}/\text{кг}/^\circ\text{C}$, определяется как

$$c_1 = k_{c0} + t_1 (k_{c1} + t_1 (k_{c2} + t_1 (k_{c3} + t_1 k_{c4}))), \quad (17)$$

где $k_{c0} = 1,007631$; $k_{c1} = -5,70022 \cdot 10^{-4}$; $k_{c2} = 1,078437 \cdot 10^{-5}$; $k_{c3} = -6,592536 \cdot 10^{-8}$; $k_{c4} = 1,758197 \cdot 10^{-10}$, $c_1 = c_2 = c_3 = c_4$.

Уравнения теплового баланса имеют следующий вид.

1. Уравнение теплового баланса в точке 5:

$$f_5 = (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) c_1 t_1 + G_{gws} c_{2gws} t_{2gws} - (G_{ts} - G_o - G_w) c_5 t_5, \quad (18)$$

где t_1 – температура сетевой воды в подающем трубопроводе внешней теплосети.

2. Уравнение теплового баланса в точке 6:

$$f_6 = (G_{ts} - G_o - G_w) c_5 t_5 + G_w c_{2w} t_{2w} - (G_{ts} - G_o) c_6 t_6. \quad (19)$$

3. Уравнение теплового баланса в точке 7:

$$f_7 = (G_{ts} - G_o) c_6 t_6 + G_o c_{2o} t_{2o} - G_{ts} c_7 t_2, \quad (20)$$

где t_2 – температура теплоносителя в обратном трубопроводе внешней теплосети.

4. Уравнение теплового баланса масс в узле смешения трехходового клапана:

$$f_{sm2} = G_o c_1 t_1 + G_{sm} c_{2o} t_{2o} - G_{so} c_{3o} t_{3o}. \quad (21)$$

Уравнение баланса масс в узле смешения трехходового клапана имеет вид

$$f_{sm1} = G_o + G_{sm} - G_{so}. \quad (22)$$

Коэффициент смешения рассчитывается как

$$f_{sm3} = G_{sm} / G_o - U. \quad (23)$$

Определение сопротивлений участков S_{p1} , S_{p2} , S_{p3} , S_{p4} , S_{p5} , S_{p6} , S_{p7} , S_{to1} , S_{to2} , S_{tw1} , S_{tw2} ,

$S_{tgws1}, S_{tgws2}, S_{ts1}, S_{ts2}, S_{so}$ выполняется по следующим зависимостям:

$$v = \frac{4G}{3,6\pi d^2 \gamma}; \quad (24)$$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_2}{d} + \frac{68 \cdot v}{|v| \cdot d} \right)^{0,25}; \quad (25)$$

$$S = \left(\frac{\lambda L}{d} + \sum \xi \right) \frac{8}{9,81(3,6 \cdot \rho \pi d^2)^2}. \quad (26)$$

Значения искомых величин $G_{ts}, G_{sm}, G_{so}, S_{regws}, S_{rego1}, S_{rego2}, S_{regw}, U, t_5, t_6, t_2$ определяются решением следующей системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= 0, \\ f_2 &= 0, \\ f_{2a} &= 0, \\ f_3 &= 0, \\ f_4 &= 0, \\ f_5 &= 0, \\ f_6 &= 0, \\ f_7 &= 0, \\ f_{sm1} &= 0, \\ f_{sm2} &= 0, \\ f_{sm3} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Результаты исследований. По результатам проведенных расчетов построены графики изменения расхода воды на ГВС G_{gws} , сетевой воды на отопление G_o , теплоносителя со стороны линии подмеса после системы отопления G_{sm} и расхода воды в местной системе отопления G_{so} при различных коэффициентах часовой неравномерности K_h для потребителя с тепловыми нагрузками $Q_o = 0,5$ Гкал/ч, $Q_w = 0,3$ Гкал/ч, $Q_{гвс}^{cp} = 0,1$ Гкал/ч (рис. 3). Анализ графиков (рис. 3) показывает, что при неравномерности потребления ГВС расход воды в системе отопления G_{so} остается неизменным в течение всего отопительного периода. В период «излома» температурного графика трехходовой клапан на линии отопления регулирует смешение потоков сетевой воды G_o и воды после системы отопления G_{sm} , тем самым обеспечивает неизменный расход воды в местной системе отопления G_{so} и ее температуру t_{3o} согласно отопительному графику температур. На рис. 4 представлен температурный график сетевой воды и теплоносителя в системе отопления с использованием ТГР в ИТП с трехходовым клапаном на линии отопления.

Рис. 3. Графики расходов воды на ГВС, сетевой воды на отопление, теплоносителя со стороны линии подмеса после системы отопления и расхода воды в местной системе отопления при различных коэффициентах часовой неравномерности для потребителя с использованием ТГР в ИТП с трехходовым клапаном на линии отопления: 1 – G_{so} ; 2 – G_{sm} ; 3 – G_o ; 4 – G_{gws} ($K_h = 2,4$); 5 – G_{gws} ($K_h = 1,6$); 6 – G_{gws} ($K_h = 0,8$)

Рис. 4. Температурный график с использованием ТГР в ИТП с трехходовым клапаном на линии отпления: 1 – t_1 ; 2 – t_2 ; 3 – t_3 ; 4 – t_4 ; 5 – t_5 ($\kappa_4 = 2,4$)

Выводы. Представленная математическая модель ТГР с трехходовым клапаном на линии системы отопления и результаты расчетов доказывают эффективность применения ТГР в ИТП в качестве схемы присоединения абонентских установок в системах централизованного теплоснабжения с качественным регулированием отпуска тепла для потребителей, подключенных по зависимой закрытой одноступенчатой схеме с неизменным сопротивлением абонентских установок. ТГР исключает взаимное влияние режимов работы системы ГВС на систему отопления абонентов, что позволяет подключить подогреватель ГВС по параллельной схеме с любым соотношением максимальных тепловых потоков на ГВС и отопление. Применение ТГР с трехходовым клапаном (или двумя двухходовыми клапанами) на линии отопления позволяет исключить «перетоп» потребителей при изломе температурного графика тепловой сети, а также при превышении температуры в подающей линии тепловой сети.

Список литературы

1. Парамонова Е.Ю., Елистратова Ю.В., Семиненко А.С. Проблема перетоков и недотоков в отопительный период // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 8-1. – С. 48–50.
2. Ильин В.К. Малозатратное решение по ликвидации перетоков в системах отопления // Новости теплоснабжения. – 2011. – № 05(129). – С. 45–50.
3. Махов Л.М. Использование гидравлического разделителя при децентрализованном теплоснабжении // АВОК. – 2000. – № 4. – С. 60–67.

4. Хаванов П.А. Источник теплоты автономных систем теплоснабжения // АВОК. – 2002. – № 1. – С. 14–21.

5. Хаванов П.А. Системы теплоснабжения от автономных теплогенераторов // АВОК. – 2002. – № 2. – С. 22–29.

6. Хаванов П.А. Принципиальные тепловые схемы автономных источников теплоснабжения с коллекторами малых перепадов давления // АВОК. – 2002. – № 3. – С. 26–34.

7. Хаванов П.А., Барыбин К.П. Некоторые ошибки при разработке тепломеханической части автономных источников // АВОК. – 2004. – № 8. – С. 58–57.

8. Применение термогидравлического распределителя в тепловых пунктах систем централизованного теплоснабжения / В.В. Сенников, А.А. Генварев, Ю.В. Яворовский и др. // Вестник ИГЭУ. – 2012. – Вып. 5. – С. 15–20.

9. Применение термогидравлического распределителя в системах централизованного теплоснабжения / В.В. Сенников, А.А. Генварев, Ю.В. Яворовский и др. – Вестник ИГЭУ. – 2009. – Вып. 4. – С. 27–30.

10. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов. – 7-е изд. – М.: МЭИ, 2001. – 472 с.

11. Теплоснабжение / В.Е. Козин, Т.А. Левина и др. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.

12. Сафонов А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. – М.: Энергия, 1968. – 240 с.

References

1. Paramonova, E.Yu., Elistratova, Yu.V., Seminenko, A.S. Problema peretopov i nedotopov v otopitel'nyy period [The problem of overheating and underheating during the heating period]. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*, 2013, no. 8-1, pp. 48–50.
2. Il'in, V.K. Malozatratnoe reshenie po likvidatsii peretopov v sistemakh otopleniya [A low-cost

solution for the elimination of overheating in heating systems]. *Novosti teplosnabzheniya*, 2011, no. 05(129), pp. 45–50.

3. Makhov, L.M. Ispol'zovanie gidravlicheskogo razdelitelya pri detsentralizovannom teplosnabzhenii [Use of a hydraulic separator for decentralized heat supply of a building]. *AVOK*, 2000, no. 4, pp. 60–67.

4. Khavanov, P.A. Istochnik teploty avtonomnykh sistem teplosnabzheniya [Source of heat of autonomous heat supply systems]. *AVOK*, 2002, no. 1, pp. 14–21.

5. Khavanov, P.A. Sistemy teplosnabzheniya ot avtonomnykh teplogeneratorov [Heat supply systems with autonomous heat generators]. *AVOK*, 2002, no. 2, pp. 22–29.

6. Khavanov, P.A. Printsipial'nye teplovye skhemy avtonomnykh istochnikov teplosnabzheniya s kollektormi mal'nykh perepadov davleniya [Basic thermal schemes of autonomous heat supply sources with low pressure drop headers]. *AVOK*, 2002, no. 3, pp. 26–34.

7. Khavanov, P.A., Barybin, K.P. Nekotorye oshibki pri razrabotke teplomekhanicheskoy chasti avtonomnykh istochnikov [Some errors in the

development of the thermomechanical part of autonomous sources]. *AVOK*, 2004, no. 8, pp. 58–57.

8. Sennikov, V.V., Genvarev, A.A., Smirnov, A.M., Magnitskiy, A.S., Yavorovskiy, Yu.V. Primenenie termogidravlicheskogo raspredelatelya v teplovykh punktakh sistem tsentralizovannogo teplosnabzheniya [Application of a thermohydraulic distributor in the heat points of district heating systems]. *Vestnik IGEU*, 2012, issue 5, pp. 15–20.

9. Sennikov, V.V., Genvarev, A.A., Yavorovskiy, Yu.V., Kostrov, A.E., Kozlov, M.G. Primenenie termogidravlicheskogo raspredelatelya v sistemakh tsentralizovannogo teplosnabzheniya [Application of a thermohydraulic distributor in district heating systems]. *Vestnik IGEU*, 2009, issue 4, pp. 27–30.

10. Sokolov, E.Ya. *Teplofikatsiya i teplovye seti* [Heating and heating networks]. Moscow: MEI, 2001. 472 p.

11. Kozin, V.E., Levina, T.A. *Teplosnabzhenie* [Heat supply]. Moscow: Vysshaya shkola, 1980. 408 p.

12. Safonov, A.P. *Sbornik zadach po teplofikatsii i teplovyim setyam* [A collection of problems on heating and heating networks]. Moscow: Energiya, 1968. 240 p.

Смирнов Владимир Владимирович,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
старший преподаватель кафедры промышленной теплоэнергетики,
адрес: г. Иваново, ул. Рабфаковская, д. 34, кор. Б, ауд. 507,
телефон (4932) 26-98-86,
e-mail: kbispu@mail.ru

Smirnov Vladimir Vladimirovich,

Ivanovo State Power Engineering University,
Senior Lecturer of the Industrial Thermal Power Engineering Department,
address: Ivanovo, Rabfakovskaya St, 34, Building Б (B), Room 507,
tel.: (4932) 26-98-86,
e-mail: kbispu@mail.ru

Яворовский Юрий Викторович,

ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
доцент кафедры промышленных теплоэнергетических систем,
адрес: г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14,
телефон (495) 362-75-53,
e-mail: yavorovskyYV@mpei.ru

Yavorovsky Yuri Viktorovich,

National Research Institute (MPEI),
Associate Professor of the Industrial Heat Engineering Systems ,
address: Moscow, Krasnokazarmennaya St., 14,
tel.: (495) 362-75-53,
e-mail: yavorovskyYV@mpei.ru

Сенников Владимир Васильевич,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
кандидат технических наук, доцент кафедры промышленной теплоэнергетики,
адрес: г. Иваново, ул. Рабфаковская, д. 34, кор. Б, ауд. 506,
телефон (4932) 26-98-86,
e-mail: kbispu@mail.ru

Sennikov Vladimir Vasilievich,

Ivanovo State Power Engineering University,
Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of the Industrial Thermal Power Engineering Department,
address: Ivanovo, Rabfakovskaya St, 34, Building Б (B), room 506,
tel.: (4932) 26-98-86,
e-mail: kbispu@mail.ru