

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ, КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА, ГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ОСВЕЩЕНИЕ

HEATING, VENTILATION, AIR CONDITIONING (HVAC), LIGHTING SYSTEMS AND GAS NETWORKS

Вестник Томского государственного
архитектурно-строительного университета.
2026. Т. 28. № 1. С. 207–221.

ISSN 1607-1859 (для печатной версии)
ISSN 2310-0044 (для электронной версии)

Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo
arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta –
Journal of Construction and Architecture.
2026; 28 (1): 207–221.
Print ISSN 1607-1859
Online ISSN 2310-0044

НАУЧНАЯ СТАТЬЯ

УДК 696.4:536.27; 628.8

DOI: 10.31675/1607-1859-2026-28-1-207-221

EDN: OOFMRD

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПЕРЕПАДА В ТЕПЛОВОЙ СЕТИ НА ВЫБОР СХЕМЫ ТЕПЛОВОГО ПУНКТА

Татьяна Анатольевна Рафальская

*Новосибирский государственный
архитектурно-строительный университет (Сибстрин),
г. Новосибирск, Россия*

***Аннотация.** Актуальность.* Снижение расчетной температуры воды в теплосети может привести к существенному увеличению ее расхода. Одной из наиболее эффективных мер для снижения расхода воды в теплосети является увеличение расчетной разности температур воды в системе отопления. Это будет возможно, если снизить расчетную температуру воды в обратной магистрали системы отопления. Известные исследования рассматривают в основном экономическую составляющую такого решения.

***Цель работы** – исследование возможности сокращения расходов сетевой воды за счет увеличения температурного перепада в системе отопления при обеспечении требуемой температуры внутреннего воздуха помещений.*

***Материалы и методы.** В существующих схемах тепловых пунктов рекомендуется применять двухступенчатые схемы, в которых для предварительного нагрева водопроводной воды на горячее водоснабжение используется теплота обратной магистрали системы отопления. В низкотемпературных системах отопления этой теплоты может быть недостаточно, поэтому более эффективной может оказаться одноступенчатая параллельная схема теплообменников горячего водоснабжения. Расчеты проводились для теплового пункта с различным соотношением расчетных тепловых нагрузок горячего водо-*

снабжения и отопления при различных расчетных температурах воды в подающей магистрали теплосети и обратной магистрали системы отопления как для двухступенчатых, так и для одноступенчатых схем теплового пункта.

Результаты исследования позволили выбрать оптимальную схему теплового пункта как по экономическим, так и по теплотехническим показателям, которыми являются расчетное соотношение тепловой мощности горячего водоснабжения и отопления и расчетные температуры воды в тепловой сети.

Выводы. В случае, когда расчетная тепловая нагрузка горячего водоснабжения составляет 40–60 % от нагрузки отопления, лучший температурный режим помещений обеспечит одноступенчатая параллельная схема теплообменников горячего водоснабжения при расчетной температуре воды в обратной магистрали системы отопления 40 °С. Если расчетная нагрузка горячего водоснабжения находится в пределах 60–80 % от нагрузки отопления, рекомендуется применять двухступенчатую смешанную схему при расчетной температуре воды в обратной магистрали 40 °С. При тепловой нагрузке горячего водоснабжения выше 80 % от нагрузки отопления возможно применение двухступенчатой смешанной схемы теплового пункта при расчетной температуре воды в обратной магистрали 70 °С.

Ключевые слова: тепловой пункт, теплообменник, температура внутреннего воздуха, связанная подача теплоты, расход теплоносителя

Для цитирования: Рафальская Т.А. Влияние температурного перепада в тепловой сети на выбор схемы теплового пункта // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. 2026. Т. 28. № 1. С. 207–221. DOI: 10.31675/1607-1859-2026-28-1-207-221. EDN: OOFMRD

ORIGINAL ARTICLE

TEMPERATURE DIFFERENCE EFFECT ON HEAT POINT CIRCUIT IN THE HEATING NETWORK

Tatyana A. Rafalskaya

*Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering,
Novosibirsk, Russia*

Abstract. Reducing the calculated water temperature in the heating network can lead to a significant increase in its consumption. One of the most effective measures to reduce the water flow rate in the heating network is to increase the calculated difference in water temperatures in the heating system. This is possible if the calculated water temperature in the return line is reduced. The literature mainly considers only the economic component of this solution.

Purpose: Studying the possible reduction in the water flow rate by increasing the temperature difference in the heating network while ensuring the required temperature of internal air in the premises.

Methodology: In heating point circuits, it is recommended to use two-stage circuits in which the return line heat is used to preheat tap water for the hot water supply. In low-temperature heating systems, the return line heat can be insufficient, so a single-stage parallel hot water supply heat exchanger can be more efficient. Calculations are performed for the heating station with the different ratio between the maximum thermal power of hot water supply and heating, different design temperatures of supply and return water for two- and single-stage heat point circuits.

Research findings: In the case when the estimated heat load of hot water supply is 40 to 60 %, the best temperature regime in the premises is provided by a single-stage parallel circuit of hot water supply heat exchangers at 40 °С temperature of return line water in the heating system. If the heating load of the hot water supply ranges from 60 to 80 %, it is advisable to use the two-stage mixed circuit at 40 °С water temperature in the return line. If the heating

load is higher than 80 %, it is possible to use the two-stage mixed circuit at 70 °C water temperature in the return line.

Value: The selected heat point circuit is the best for both economy and thermal engineering, depending on the ratio between the thermal power of hot water supply and heating and calculated temperatures of water in the heating network.

Keywords: heating station, heat exchanger, temperature of internal air, joint heat supply, heat carrier flow rate

For citation: Rafalskaya T.A. Temperature Difference Effect on Heat Point Circuit in the Heating Network. Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta – Journal of Construction and Architecture. 2026; 28 (1): 207–221. DOI: 10.31675/1607-1859-2026-28-1-207-221. EDN: OOFMRD

Введение

Исторически системы теплоснабжения в нашей стране проектировались на расчетную температуру воды в подающей магистрали тепловой сети 150 °C. В последние десятилетия температура воды в тепловых сетях стала значительно ниже, что связано с остановкой пиковых источников теплоты, значительным износом оборудования и трубопроводов, применением современных теплоизоляционных материалов и ингибиторов внутренней коррозии, эффективных при температуре теплоносителя до 120 °C, а также с возможностью интеграции возобновляемых источников энергии [1]. В отечественных и зарубежных статьях [2, 3] показано, что снижение расчетной температуры воды в теплосети с 115 до 90 °C может увеличить выработку электроэнергии приблизительно на 20 %.

В то же время снижение расчетной температуры воды в подающей магистрали приводит к снижению перепада температур теплоносителя в тепловой сети, следствием чего является увеличение расхода сетевой воды [1, 4], а также повышение температуры воды, возвращаемой в тепловую сеть [4]. Это снижает КПД источника теплоты.

В статье «Выбор оптимального температурного графика системы теплоснабжения по условию минимума годовых эксплуатационных затрат» [4] было показано, что снижение расчетной температуры воды с 150 до 114 °C при регулировании по отопительно-бытовому графику приведет к повышению тарифов на тепловую энергию вследствие увеличения стоимости теплопотерь трубопроводами и затрат электроэнергии на электропривод насосов, перекачивающих большие объемы воды в тепловой сети.

В работе [5] предлагается снижение расхода воды в теплосети за счет установки баков-аккумуляторов. Но в соответствии с п. 6.19 СП 124.13330.2012 «Тепловые сети» устанавливать баки-аккумуляторы в жилых кварталах не допускается. Кроме того, в системе с баками-аккумуляторами температура возвращаемой воды будет выше, т. к. она меньше будет остывать в первой ступени подогревателя горячего водоснабжения. Поскольку температура обратной воды является важным показателем экономичности системы теплоснабжения, в статье А.А. Середкина [6] сделан вывод о том, что оптимальным решением является ведение автоматического регулирования температуры обратной сетевой воды без учета значения прямой сетевой воды в системе отопления.

Расход воды в тепловой сети складывается из расходов воды на отопление (вентиляцию) и горячее водоснабжение. Уменьшить расход сетевой воды возможно за счет увеличения разницы температур воды в системе отопления. Например, предлагается снизить расчетную температуры воды после системы отопления

$$G = Q / [c(t_{p1} - t_{p2})],$$

где G – расход воды в тепловой сети, кг/с; Q – тепловая мощность, Вт; c – удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·°C); t_{p1} , t_{p2} – температуры теплоносителя в подающей и обратной магистралях тепловой сети, °C.

Эта мера во многих источниках [1, 2, 7–11] считается наиболее эффективной, поскольку снижаются тепловые потери в трубопроводах, увеличивается КПД теплоисточника, т. к. при снижении температуры возвращаемой воды необходимый расход пара на ее нагрев увеличивается, повышается нагрузка отопительного отбора, снижается доля работы турбины по конденсационному циклу, что и приводит к повышению общего КПД [2, 10, 11]; кроме того, снижение расхода воды приводит к уменьшению затрат электроэнергии на привод сетевых насосов [1, 9, 10].

В качестве одного из возможных решений можно рассмотреть расширенный температурный график [7, 12], в котором увеличение количества теплоты происходит за счет повышения температуры и увеличения температурного перепада в системе отопления. Здесь при понижении температуры наружного воздуха увеличение отпуска тепла происходит за счет повышения температуры воды при минимально возможном по условию устойчивости системы отопления расходе воды, а когда температура подаваемой воды достигает максимального значения по санитарно-гигиеническим требованиям, она остается постоянной, но увеличивается расход воды.

Однако, как отмечают авторы в работе [12], даже при переходе на расширенные температурные графики с пониженной до 110 °C расчетной температурой воды при максимальных допустимых диаметрах трубопроводов расход электроэнергии оказывается все равно существенно выше, чем при графиках с максимальной температурой сетевой воды 150 °C.

Подобные проблемы характерны и для зарубежных систем теплоснабжения. Так, в Финляндии предложен температурный график с увеличенным температурным перепадом для системы отопления, по сравнению с традиционным графиком, для сокращения расхода воды при снижении ее расчетной температуры [8, 13].

Аналогичные решения применяются в работе [2] (г. Линчёпинг, Швеция) и в [14] (г. Лудза, Латвия), но здесь при снижении расчетной температуры воды в подающей магистрали предлагается сохранить тот же перепад температур, что и в высокотемпературном графике, чтобы не допустить увеличения расходов теплоносителя.

К достоинствам низкотемпературных систем отопления обычно относят увеличение площади отопительных приборов до двух раз, которые при расположении по всей длине окон равномернее обогревают помещение. К недостат-

кам можно отнести повышенную металлоемкость и стоимость. К тому же в этих случаях необходимо менять системы отопления потребителей или применять такие способы регулирования только для нового строительства.

В ряде исследований [15, 16] предпринимались попытки найти оптимальные расчетные температуры воды в подающей и обратной магистралях системы теплоснабжения исходя из минимума капитальных и эксплуатационных затрат. Но во всех изученных работах рассматриваются только экономические проблемы; не анализируется влияние работы системы горячего водоснабжения на систему отопления. Исследование возможности сокращения расходов воды в теплосети за счет увеличения температурного перепада в системе отопления при обеспечении оптимальной температуры внутреннего воздуха помещений является целью настоящей работы.

Материалы и методы

В существующих схемах тепловых пунктов (ТП) при соотношении расчетной тепловой мощности горячего водоснабжения и отопления $\psi = Q_{h\max} / Q_{o\max}$ от 0,2 до 1,2 рекомендуется применять двухступенчатые схемы присоединения подогревателей системы горячего водоснабжения (СГВ). Ниже показаны температуры t и расходы G теплоносителей (рис. 1).

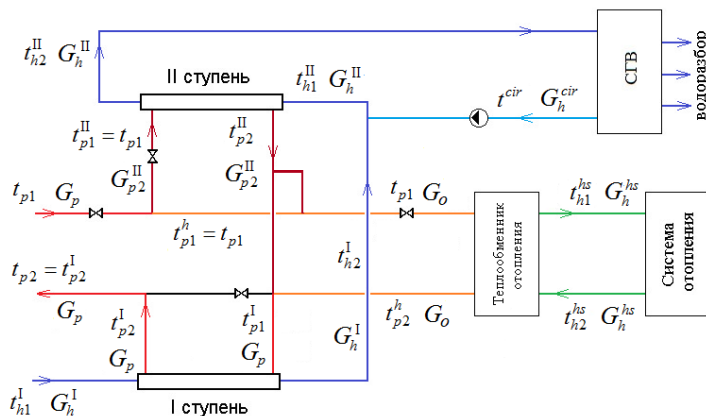


Рис. 1. Двухступенчатая схема теплового пункта
Fig. 1. Two-stage circuit of the heat point

В этой схеме ТП для предварительного нагрева водопроводной воды на горячее водоснабжение в первой ступени теплообменника используется теплота обратной магистрали. В низкотемпературных системах отопления этой теплоты может быть недостаточно, поэтому более эффективной может оказаться одноступенчатая параллельная схема теплообменников СГВ.

Рассматривались три варианта схемы теплового пункта.

Первый вариант – двухступенчатая схема присоединения подогревателей горячего водоснабжения с ограничением расхода сетевой воды, с расчетной температурой воды в обратной магистрали системы отопления $t_{p2}^h = 70$ °С.

Второй вариант – та же схема с расчетной температурой воды в обратной магистрали системы отопления $t_{p2}^h = 40$ °С.

Третий вариант – одноступенчатая параллельная схема присоединения подогревателя горячего водоснабжения с ограничением расхода сетевой воды, с расчетной температурой воды в обратной магистрали системы отопления $t_{p2}^h = 40$ °С. Эта схема тоже работает по принципу «связанного» регулирования теплоты, рассчитывается так же, как и двухступенчатая схема, но без первой ступени теплообменника.

На рис. 2 показаны суммарные (на отопление и горячее водоснабжение) расходы сетевой воды G_p для ТП с максимальной тепловой мощностью отопления $Q_{отmax} = 2,2$ МВт и максимальной тепловой мощностью горячего водоснабжения $Q_{гвmax}$, составляющей $\psi = 0,6$ от нагрузки отопления.

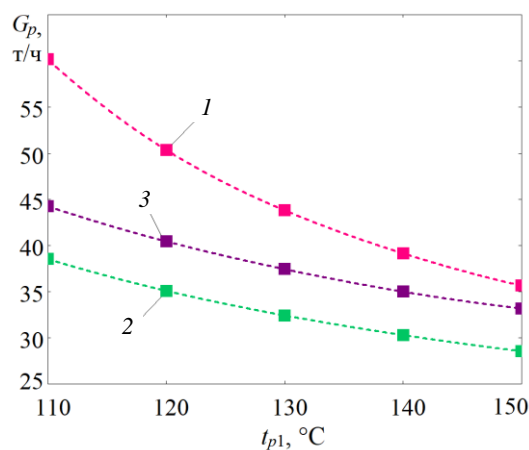


Рис. 2. Расходы воды в тепловой сети для трех вариантов в зависимости от расчетной температуры воды ($\psi = 0,6$)

Fig. 2. Flow rates of heat supply water for three options, depending on the calculated water temperature ($\psi = 0.6$)

В первом варианте при снижении расчетной температуры воды в подающей магистрали теплосети t_{p1} с 150 до 110 °С при одинаковой расчетной температуре воды после системы отопления $t_{p2}^h = 70$ °С суммарный расход сетевой воды вырастет на 60 % (линия 1).

Второй вариант предусматривает увеличение температурного перепада для системы отопления за счет снижения расчетной температуры воды в обратной магистрали системы отопления до $t_{p2}^h = 40$ °С, что позволяет существенно снизить суммарный расход сетевой воды (линия 2).

В третьем варианте расход сетевой воды будет выше, чем во втором варианте, за счет того, что не используется теплота обратной магистрали, но все же существенно ниже, чем в первом варианте (линия 3).

Моделирование режимов работы ТП выполнялось для различного соотношения ψ , схем присоединения теплообменников (двухступенчатой и одноступенчатой) и расчетных температур воды в подающей и обратной магистралях теплосети. Методика моделирования подробно описана в статье [17]. Результатами расчетов является распределение температуры, расходов и тепловой мощности систем в течение отопительного периода, характеризующегося наружной температурой t_{ext} . Один из вариантов расчета для условий $t_{p1} = 120$ °C и $\psi = 0,6$ показан на рис. 3.

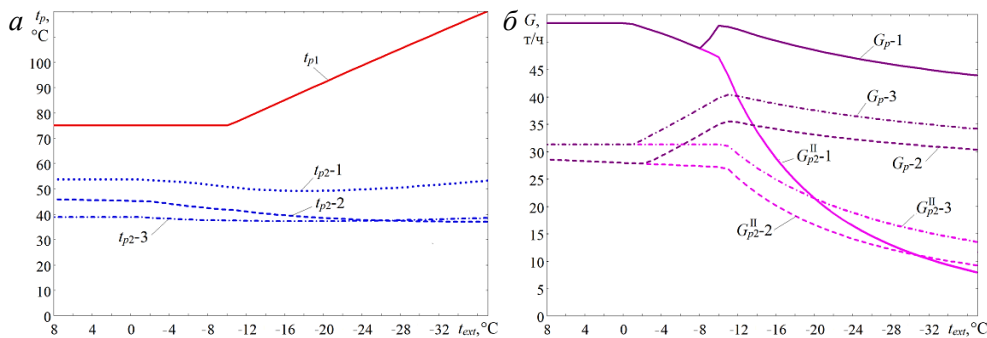


Рис. 3. Режимы работы теплового пункта с $t_{p1} = 120$ °C и $\psi = 0,6$:

a – температуры сетевой воды; b – расходы сетевой воды

Fig. 3. Operating modes of the heating station at $t_{p1} = 120$ °C and $\psi = 0.6$:

a – temperatures of network water; b – flow rates of network water

В первом варианте расчетная температура воды в обратной магистрали системы отопления выше, чем в вариантах 2 и 3, поэтому и температура воды, возвращаемой в тепловую сеть t_{p2} , тоже выше (рис. 3, a). Также можно обнаружить (рис. 3, b), как меняются расходы воды во второй ступени подогревателя горячего водоснабжения G_{p2}^{II} и суммарный расход воды в теплосети G_p . Суммарный расход сетевой воды в первом варианте на 63 % превышает расход сетевой воды во втором и на 35 % в третьем варианте в течение всего отопительного периода. По рассчитанным температурам и расходам воды определялась тепловая мощность систем отопления и горячего водоснабжения в режиме максимального водопотребления в СГВ, т. е. при максимальной тепловой мощности теплообменника СГВ II ступени. Суточное изменение водопотребления в СГВ задавалось типовым графиком изменения относительной тепловой мощности горячего водоснабжения II ступени \bar{Q}_h^{II} , в течение каждого часа z , показанным на рис. 4.

В первом варианте расчетная температура воды в обратной магистрали системы отопления получается выше, чем в вариантах 2 и 3, следовательно, и температура воды, возвращаемой в тепловую сеть t_{p2} , тоже будет выше (рис. 3, a). Кроме того, можно обнаружить изменение расхода воды во второй

ступени подогревателя горячего водоснабжения G_{p2}^{II} и суммарного расхода воды в теплосети G_p (рис. 3, б). Суммарный расход сетевой воды в первом варианте на 63 % превышает расход сетевой воды во втором и на 35 % в третьем варианте в течение всего отопительного периода. По рассчитанным температурам и расходам воды определялась тепловая мощность систем отопления и горячего водоснабжения в режиме максимального водопотребления в СГВ, когда тепловая мощность теплообменника СГВ II ступени максимальна. Суточное изменение водопотребления в СГВ задавалось типовым графиком изменения относительной тепловой мощности горячего водоснабжения II ступени \bar{Q}_h^{II} в течение каждого часа τ (рис. 4).

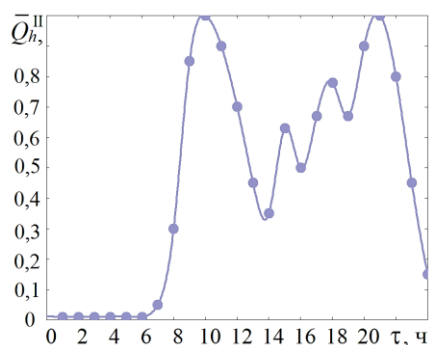


Рис. 4. Суточное изменение относительной тепловой мощности подогревателя горячего водоснабжения II ступени

Fig. 4. Daily change in relative thermal power of the 2nd stage of hot water heater

Количество тепла, поступающего в систему отопления в течение суток, вследствие влияния работы подогревателя горячего водоснабжения определялось по рис. 4 как

$$Q_o = Q_{o\min} + Q_h^{\text{II}} \left(1 - \bar{Q}_h^{\text{II}}\right).$$

Текущая температура внутреннего воздуха за каждый период времени $\tau = 1$ ч будет зависеть от переменной теплоотдачи отопления вследствие изменения температуры наружного воздуха t_{ext} , суточного изменения тепловой мощности подогревателя II ступени СГВ и тепловой аккумуляции помещений:

$$t_{int}(\tau) = t_{ext} + \left[\frac{Q_o}{Q_o^{req}} + \left(\frac{t_{int}^{cur} - t_{ext}}{t_{int}^{req} - t_{ext}} - \frac{Q_o}{Q_o^{req}} \right) e^{\frac{-\tau}{\beta}} \right] (t_{int}^{req} - t_{ext}),$$

где t_{int}^{cur} — температура внутреннего воздуха к концу каждого часа; t_{int}^{req} — расчетная температура внутреннего воздуха, 18 °С; Q_o^{req} — количество тепла, требуемое для системы отопления при текущей наружной температуре; β — коэффициент тепловой аккумуляции помещений, принимался 77,8 ч.

Изменение наружной температуры задавалось по архивным данным о погоде в г. Новосибирске. Исследовался диапазон наружных температур t_{ext} от -5 до -32 °C с 13 по 19 февраля 2024 г. (рис. 5).

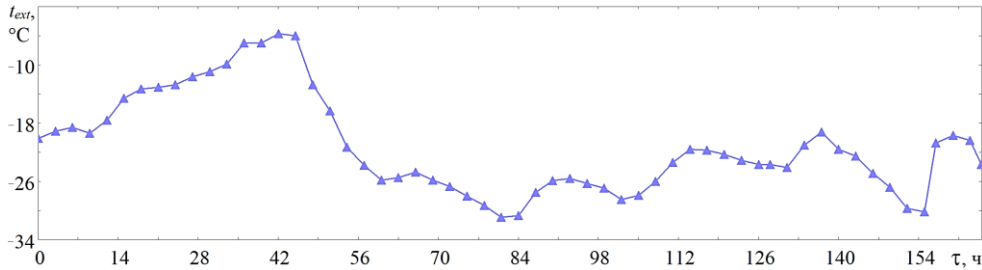


Рис. 5. Изменение температуры наружного воздуха
Fig. 5. Change in external air temperature

Расчеты проводились для ТП с максимальной тепловой мощностью отопления $Q_{omax} = 2,2$ МВт, но с различной максимальной Q_{hmax} и средней Q_{hm} тепловой мощностью СГВ. Один из результатов расчета температуры внутреннего воздуха t_{int} для $t_{p1} = 120$ °C и $\psi = 0,6$ показан ниже (рис. 6).

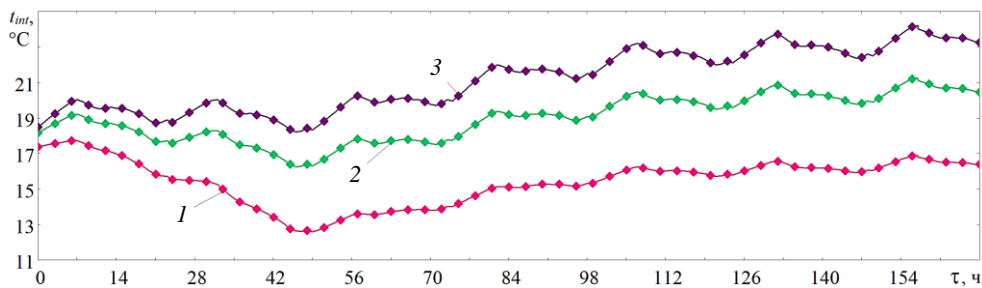


Рис. 6. Температура внутреннего воздуха при $t_{p1} = 120$ °C (1, 2, 3 – номера вариантов)
Fig. 6. Temperature of internal air at $t_{p1} = 120$ °C (1, 2, 3 – numbers of variants)

В первом варианте внутренняя температура будет ниже допустимой. При наружных температурах, соответствующих окрестности точки излома температурного графика ($-6 \dots -12$ °C), она может достигать $12,5 \dots 13$ °C. Во втором варианте внутренняя температура будет несколько выше ($18 \dots 22$ °C). Оптимальную внутреннюю температуру ($19 \dots 24$ °C) может обеспечить третий вариант, но в этом случае расход воды в теплосети будет выше, чем в варианте два (рис. 3, б).

Обсуждение результатов

Результаты расчета осредненной внутренней температуры сведены в табл. 1, где q_{hr}^h и q_{Tm}^h – максимальный и средний расходы нагреваемой водопроводной воды на горячее водоснабжение. Голубым цветом выделены диапазоны, соот-

ветствующие допустимым и оптимальным значениям средней внутренней температуры. Чем ниже расчетная температура воды в подающей магистрали теплотосети t_{p1} , тем ниже средняя t_{int} , но чем больше расчетная тепловая мощность горячего водоснабжения (больше ψ), тем выше t_{int} . При низком отношении $\psi = 0,2$ в любом варианте t_{int} будет ниже допустимой. При $\psi > 0,6$ и $t_{p2} = 40$ °С помещения будут перегреваться.

Таблица 1

Результаты расчета внутренней температуры помещений

Table 1

Calculated internal temperature in premises

t_{p1} , °С	t_{int}^1 , °С	t_{int}^2 , °С	t_{int}^3 , °С	G_{p1} , Т/ч	G_{p2} , Т/ч	G_{p3} , Т/ч	Q_{hmax} , кВт	Q_{hm} , кВт	q_{hr}^h , М ³ /ч	q_{Tm}^h , М ³ /ч	ψ
150	16,93	17,05	17,73	27,68	21,01	22,55	440	188	5,6	2,0	0,2
140	16,10	16,19	17,02	31,10	22,73	24,38					
130	14,98	15,10	16,16	35,67	24,85	26,53					
120	13,33	13,68	15,08	42,07	27,50	29,28					
110	11,12	11,81	13,69	51,66	30,90	32,80					
150	18,47	19,80	20,91	31,66	24,77	27,85	880	377	11,2	4,0	0,4
140	17,45	18,81	20,02	35,12	26,51	29,64					
130	16,09	17,58	18,98	39,74	28,63	31,97					
120	14,23	15,97	17,70	46,21	31,29	34,85					
110	11,75	13,86	16,10	55,90	34,71	38,52					
150	20,26	22,76	24,24	35,63	28,53	33,16	1320	565	16,8	6,0	0,6
140	19,09	21,69	23,24	39,13	30,28	34,98					
130	17,53	20,36	22,08	43,80	32,41	37,42					
120	15,49	18,62	20,62	50,34	35,08	40,43					
110	12,78	16,32	18,80	60,14	38,51	44,23					
150	22,20	25,84	27,65	39,59	32,29	38,47	1760	754	22,4	8,0	0,8
140	20,87	24,73	26,55	43,15	34,05	40,32					
130	19,14	23,31	25,28	47,86	36,19	42,88					
120	16,95	21,44	23,67	54,47	38,87	46,00					
110	14,03	18,99	21,65	64,38	42,31	49,94					
150	24,39	28,77	31,08	43,57	36,06	43,78	2200	942	28,0	10,0	1,0
140	22,87	27,82	29,90	47,16	37,82	45,66					
130	20,86	26,36	28,54	51,93	39,97	48,33					
120	18,52	24,40	26,80	58,35	42,66	51,58					
110	15,41	21,82	24,60	68,62	46,12	55,66					
150	26,42	30,55	34,53	47,54	39,82	49,09	2640	1130	33,6	12,0	1,2
140	25,02	30,64	33,27	51,16	41,59	50,99					
130	22,83	29,46	31,83	55,99	43,75	53,78					
120	20,18	27,44	29,97	62,75	46,46	57,16					
110	16,89	24,75	27,52	72,86	49,92	60,89					

Таким образом, при большом соотношении тепловых нагрузок (более 1,0...1,2) рационально применять двухступенчатую схему теплового пункта с расчетной температурой в обратной магистрали 70 °С. Расходы воды в теплосети будут выше, чем для других вариантов, но не потребуются менять систему отопления. При соотношении тепловых мощностей 0,6...0,8 лучше всего применять двухступенчатую схему теплового пункта с расчетной температурой в обратной магистрали 40 °С, а при соотношении тепловых мощностей 0,4...0,6 оптимальную внутреннюю температуру сможет обеспечить одноступенчатая схема с расчетной температурой воды в обратной магистрали 40 °С.

Определим теперь количество трубчатых теплообменников с наружным диаметром D_{out} в первой z^I и второй z^{II} ступенях для каждого варианта в зависимости от расчетной тепловой мощности первой Q_h^I и второй Q_h^{II} ступеней при различных ψ . Результаты расчета сведены в табл. 2.

Таблица 2

Распределение тепловой мощности и количества теплообменников между ступенями подогревателей горячего водоснабжения

Table 2

Distribution of thermal power and number of heat exchangers between stages of hot water heaters

t_{p1} , °С	Q_h^I , Вт			Q_h^{II} , Вт			z^I , шт.			z^{II} , шт.			D_{out} , мм	ψ
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3		
150	218,9	135,6	–	221,1	304,4	440	2	1	–	2	3	4	114	0,2
140	229,5	139,9		210,5	300,1		2	1		2	3	4		
130	241,8	144,8		198,2	295,2		2	1		2	3	3		
120	256,5	150,5		183,5	289,5		2	1		2	3	3		
110	274,3	157,2		165,7	282,8		2	1		2	3	3		
150	437,8	271,2	–	442,2	608,8	880	2	2	–	3	4	5	168	0,4
140	458,9	279,8		421,1	600,2		2	2		3	4	5		
130	483,5	289,6		396,5	590,4		2	2		3	4	4		
120	513,0	300,9		367,0	579,1		2	2		2	4	4		
110	548,5	314,3		331,5	565,7		2	2		2	3	4		
150	656,7	406,8	–	663,3	913,2	1320	3	3	–	4	6	7	168	0,6
140	688,4	419,7		631,6	900,3		3	3		4	6	7		
130	725,3	434,4		594,7	885,6		3	3		3	5	6		
120	769,5	451,4		550,5	868,6		3	2		3	5	6		
110	822,8	471,5		497,2	848,5		3	2		3	5	6		
150	875,6	542,4	–	884,4	1217,6	1760	4	3	–	4	7	7	219	0,8
140	917,8	559,6		842,2	1200,4		4	3		4	6	7		
130	967,1	579,1		792,9	1180,9		3	3		4	6	7		
120	1025,9	601,8		734,1	1158,2		3	3		3	5	6		
110	1097,1	628,6		662,9	1131,4		3	3		3	5	6		

Окончание табл. 2
End of table 2

t_{pl} , °C	Q_h^I , Вт			Q_h^{II} , Вт			z^I , шт.			z^{II} , шт.			D_{out} , мм	Ψ
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3		
150	1094,5	678,0	–	1105,5	1522,0	2200	5	5	–	5	9	9	219	1,0
140	1147,3	699,5		1052,7	1500,5		5	4		5	8	9		
130	1208,8	723,9		991,2	1476,1		4	4		4	8	8		
120	1282,4	752,3		917,6	1447,7		4	4		4	7	8		
110	1371,3	785,8		828,7	1414,2		4	3		3	6	7		
150	1313,4	813,6	–	1326,6	1826,4	2640	5	5	–	5	8	8	273	1,2
140	1376,7	839,4		1263,3	1800,6		4	4		4	7	7		
130	1450,6	868,7		1189,4	1771,3		4	4		4	7	7		
120	1538,9	902,7		1101,1	1737,3		4	3		3	6	6		
110	1645,6	943,0		994,4	1697,0		3	3		3	5	6		

Во всех вариантах при снижении расчетной температуры воды в подающей магистрали теплосети уменьшается количество теплообменников, поскольку увеличивается суммарный расход воды в теплосети.

В первом варианте при снижении расчетной температуры воды в подающей магистрали увеличивается как расход, так и температура сетевой воды на входе в теплообменник из-за того, что точка излома приходится на более низкую температуру наружного воздуха. Это приводит к уменьшению площади теплообменника первой ступени, несмотря на увеличение его тепловой мощности.

Во втором варианте общий расход воды в теплосети меньше, поэтому количество ступеней в теплообменниках будет больше, чем в варианте один, и стоимость их будет выше.

В третьем варианте количество ступеней теплообменников будет меньше, чем во втором варианте, из-за большего суммарного расхода воды в теплосети, а также за счет более полного использования площади теплообменника в одной ступени, т. е. меньшего запаса поверхности.

Таким образом, в первом варианте будут большие эксплуатационные затраты вследствие большого расхода воды, но небольшие капитальные затраты, т. к., несмотря на то, что необходимое количество секций подогревателей не меньше, чем в третьем варианте, затраты на систему отопления будут существенно ниже. Второй вариант будет характеризоваться меньшим расходом сетевой воды, но большей стоимостью оборудования системы отопления и теплового пункта, чем в первом и третьем вариантах. Наиболее экономичным будет третий вариант.

Заключение

Проведенное исследование позволило выбрать схему теплового пункта, оптимальную не только с экономической, но и с теплотехнической стороны, в зависимости от расчетной тепловой мощности горячего водоснабжения

и отопления и расчетных температур воды в теплосети. Основным критерием выбора схемы теплового пункта должна быть способность системы отопления поддерживать требуемую температуру внутреннего воздуха помещений.

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. При небольшой расчетной тепловой мощности горячего водоснабжения $\psi = Q_{hmax}/Q_{omax} = 0,2 \dots 0,4$ и расчетной температуре воды в обратной магистрали 70°C связанная подача теплоты при двухступенчатой смешанной схеме теплообменников горячего водоснабжения не применима. Такая схема обеспечит допустимую температуру внутреннего воздуха только при $\psi = 0,4$ и $t_{p1} = 150^\circ\text{C}$, но такая температура воды в подающей магистрали тепловой сети в настоящее время не поддерживается.

2. При наиболее характерном для жилых районов $\psi = 0,6$ лучший температурный режим помещений будет обеспечен при применении одноступенчатой параллельной схемы теплообменников горячего водоснабжения, работающей по принципу связанного регулирования, с расчетной температурой воды в обратной магистрали системы отопления 40°C .

3. При повышении доли тепловой мощности горячего водоснабжения до $\psi = 0,8$ лучше применять двухступенчатую смешанную схему теплообменников горячего водоснабжения при расчетной температуре воды в обратной магистрали системы отопления 40°C .

4. При высокой тепловой мощности горячего водоснабжения $\psi = 1,0 \dots 1,2$ возможно применение двухступенчатой смешанной схемы теплообменников горячего водоснабжения при расчетной температуре воды в обратной магистрали системы отопления 70°C , а при $t_{p1} = 110^\circ\text{C}$ – с расчетной температурой воды в обратной магистрали 40°C .

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Brange L., Lauenburg P., Sernhed K., Thern M. Bottlenecks in district heating networks and how to eliminate them – A simulation and cost study // Energy. 2017. P. 1–10. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.097>
2. Rosén T., Ödlund L. Active Management of Heat Customers Towards Lower District Heating Return Water Temperature // Energies. 2019. V. 12. P. 1863. DOI: 10.3390/en12101863
3. Беляев А.С., Горбатова Е.К., Мухин Н.В. Оценка целесообразности снижения температурного графика тепловых сетей ТЭЦ // Энергосбережение и водоподготовка. 2012. № 6 (80). С. 43–45. EDN: NXEOPM
4. Рафальская Т.А., Рудяк В.Я., Филатова Т.М. Выбор оптимального температурного графика системы теплоснабжения по условию минимума годовых эксплуатационных затрат // Известия вузов. Строительство. 2021. № 4. С. 48–64. DOI: 10.32683/0536-1052-2021-748-4-48-64. EDN: CRZOHM
5. Rebollar J.V., Himpe E., Laverge J., Janssens A. Influence of recirculation strategies in collective heat distribution system on the performance of dwelling heating substations // Proc. VIII Int. Conf. for Renewable Energy, Energy Saving and Energy Education. 2015. P. 1–10.
6. Середкин А.А., Кобылкин М.В., Риккер Ю.О. Анализ режимных параметров системы отопления с целью разработки оптимального метода местного регулирования подачи тепла // Грозненский естественнонаучный бюллетень. 2023. Т. 8. № 2 (32). С. 115–123. DOI: 10.25744/genb.2023.83.88.015. EDN: QYAFVCV
7. Суворов Д.М., Татаринова Н.В. Эффективность работы ТЭЦ в системах теплоснабжения при переходе на пониженные и расширенные графики регулирования // Проблемы реги-

- ональной энергетики. 2022. № 3 (55). С. 68–82. DOI: 10.52254/1857-0070.2021.4-52.10. EDN: CNKJNP
8. *Laajalehto T., Kuosa M., Mäkilä T., Lampinen M., Lahdelma R.* Energy efficiency improvements utilising mass flow control and a ring topology in a district heating network // *Applied Thermal Engineering*. 2014. V. 69. P. 86–95.
 9. *Pirouti M., Bagdanavicius A., Ekanayake J., Wu J., Jenkins N.* Energy consumption and economic analyses of a district heating network // *Energy*. 2013. V. 57. P. 149–159.
 10. *Gustafsson J., Delsing J., Deventer J.* Improved district heating substation efficiency with a new control strategy // *Applied Energy*. 2010. V. 87. P. 1996–2004.
 11. *Малая Э.М., Спиринов А.В., Культияев С.Г.* Оптимизация температурных и гидравлических параметров тепловых сетей // *Научный вестник ВГАСУ. Строительство и архитектура*. 2011. Вып. 3. С. 24–33. EDN: OCDXPR
 12. *Суворов Д.М., Татарнинова Н.В., Лыскова Е.А.* Эффективность расширенных графиков регулирования отопления на ТЭЦ при понижении расчетной температуры прямой сетевой воды // *Проблемы региональной энергетики*. 2021. № 4(52). С. 99–114. DOI: 10.52254/1857-0070.2021.4-52.10. EDN: GFSVHF
 13. *Kuosa M., Kontu K., Mäkilä T., Lampinen M., Lahdelma R.* Static study of traditional and ring networks and the use of mass flow control in district heating applications // *Applied Thermal Engineering*. 2013. V. 54. P. 450–459.
 14. *Vigants G., Blumberga D.* Modelling of the District Heating System's Operation // *Scientific Journal of Riga Technical University*. 2011. V. 6. P. 132–137. DOI: 10.2478/v10145-011-0019-x
 15. *Garbai L., Jasper A., Santa R.* Optimization of the operation of existing district heating systems // *International Review of Applied Sciences and Engineering*. 2023. V. 15. № 2. P. 1–10. DOI:10.1556/1848.2023.00692
 16. *Мельник И.А., Манзарханова Л.М.* Влияние температурного графика теплоснабжения на эксергетический баланс здания // *Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость*. 2014. № 6 (11). С. 68–73. EDN: THNUFF
 17. *Рафальская Т.А.* Обоснование применения центрального регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения в условиях низкотемпературного теплоснабжения // *Известия вузов. Строительство*. 2025. № 5. С. 116–130. DOI: 10.32683/0536-1052-2025-797-5-116-130. EDN: OIRWAM

REFERENCES

1. *Brange L., Lauenburg P., Sernhed K., Thern M.* Bottlenecks in District Heating Networks and how to Eliminate Them A Simulation and Cost Study. *Energy*. 2017; 1–10. DOI: 10.1016/j.energy.2017.04.097
2. *Rosén T., Ödlund L.* Active Management of Heat Customers Towards Lower District Heating Return Water Temperature. *Energies*. 2019; 12: 1863. DOI: 10.3390/en12101863
3. *Belyaev A.S., Gorbatova E.K., Mukhin N.V.* Feasibility Assessment of Reducing Temperature Schedule in Thermal Networks of Thermal Power Plants. *Energoberezhniye i vodopodgotovka*. 2012; (6 (80)): 43–45. (In Russian)
4. *Rafalskaya T.A., Rudyak V.Ya., Filatova T.M.* Optimum Temperature Selection for Heat Supply System at Minimum Annual Operating Costs. *Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo*. 2021; (4): 48–64. DOI: 10.32683/0536-1052-2021-748-4-48-64 (In Russian)
5. *Rebollar J.V., Himpe E., Laverge J., Janssens A.* Influence of Recirculation Strategies in Collective Heat Distribution System on Performance of Dwelling Heating Substations. In: *Proc. 8th Int. Conf. 'Renewable Energy, Energy Saving and Energy Education'*. 2015. Pp. 1–10. Available: <https://biblio.ugent.be/publication/7036593>
6. *Seredkin A.A., Kobylkin M.V., Rikker Yu.O.* Analysis of Mode Parameters of Heating System in Developing the Optimum Control for Local Heat Supply. *Groznenskiy yestestvennonauchnyy byulleten'*. 2023; 8 (2 (32)): 115–123. DOI: 10.25744/genb.2023.83.88.015 (In Russian)
7. *Suvorov D.M., Tatarinova N.V.* Efficiency of CHPP Operation in Heat-Supply Systems in Transition to Lowered and Extended Schedules of Heating Regulation. *Problemy regional'noy energetiki*. 2022; (3 (55)): 68–82. DOI: 10.52254/1857-0070.2021.4-52.10 (In Russian)

8. Laajalehto T., Kuosa M., Mäkilä T., Lampinen M., Lahdelma R. Energy Efficiency Improvements Utilising Mass Flow Control and a Ring Topology in a District Heating Network. *Applied Thermal Engineering*. 2014; 69: 86–95.
9. Pirouti M., Bagdanavicius A., Ekanayake J., Wu J., Jenkins N. Energy Consumption and Economic Analyses of a District Heating Network. *Energy*. 2013; 57: 149–159.
10. Gustafsson J., Delsing J., Deventer J. Improved District Heating Substation Efficiency with a New Control Strategy. *Applied Energy*. 2010; 87: 1996–2004.
11. Malaya E.M., Spirin A.V., Kulyaev S.G. Optimization of Thermal and Hydraulic Parameters of Heat Networks. *Nauchnyy vestnik VGASU. Stroitel'stvo i arkhitektura*. 2011; 3 (23): 24–33. (In Russian)
12. Suvorov D.M., Tatarinova N.V., Lyskova E.A. Effectiveness of Extended Circuits of Heating Regulation at CHP Plants with Decreasing Normative Design Temperature of Supply Water. *Problemy regional'noy energetiki*. 2021; (4 (52)): 99–114. DOI: 10.52254/1857-0070.2021.4-52.10 (In Russian)
13. Kuosa M., Kontu K., Mäkilä T., Lampinen M., Lahdelma R. Static Study of Traditional and Ring Networks and the use of Mass Flow Control in District Heating Applications. *Applied Thermal Engineering*. 2013; 54: 450–459.
14. Vigants G., Blumberga D. Modelling of the District Heating System's Operation. *Scientific Journal of Riga Technical University*. 2011; 6: 132–137. DOI: 10.2478/v10145-011-0019-x
15. Garbai L., Jasper A., Sánta R. Optimization of the Operation of Existing District Heating Systems. *International Review of Applied Sciences and Engineering*. 2023: 1–10. DOI: 10.1556/1848.2023.00692
16. Melnik I.A., Manzarkhanova L.M. Impact of Heating Circuit Temperature on Energy Balance of Building. *Izvestiya vuzov. Investitsii. Stroitel'stvo. Nedvizhimost'*. 2014; (6 (11)): 68–73. (In Russian)
17. Rafalskaya T.A. Rationale for Central Regulation of Joint Heating and Hot Water Supply Loads in Low-Temperature Heat Supply Conditions. *Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo*. 2025; (5): 116–130. DOI: 10.32683/0536-1052-2025-797-5-116-130 (In Russian)

Сведения об авторе

Рафальская Татьяна Анатольевна, докт. техн. наук, профессор, Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет, 630008, г. Новосибирск, ул. Ленинградская, 113, rafalskaya.ta@yandex.ru

Author Details

Tatyana A. Rafalskaya, DSc, Professor, Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering, 113, Leningradskaya Str., 630008, Novosibirsk, Russia, rafalskaya.ta@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 05.07.2025
Одобрена после рецензирования 06.11.2025
Принята к публикации 10.11.2025

Submitted for publication 05.07.2025
Approved after review 06.11.2025
Accepted for publication 10.11.2025