

УДК 696.4:697.341

ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ, ПРИВОДЯЩИХ К ЗАВЫШЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРЫ ГРЕЮЩЕГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ВЫХОДЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТАХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

А.М. НИЯКОВСКИЙ, Ф.И. МОСКАЛЁНОК
(Полоцкий государственный университет);
А.А. НИЯКОВСКИЙ

(Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники, Минск)

На основании анализа фактических данных о работе блоков горячего водоснабжения в действующих индивидуальных тепловых пунктах жилых зданий, оборудованных пластинчатыми водонагревателями горячего водоснабжения, установлено, что несоответствие мощности водоподогревателей фактической тепловой нагрузке, занижение температуры греющего теплоносителя на входе водоподогревателя и высокая доля циркуляционного расхода в общем расходе нагреваемой воды ведут в неотопительный период при малых величинах водоразбора к росту температуры теплоносителя в обратной магистрали тепловой сети.

Ключевые слова: пластинчатые теплообменники, горячее водоснабжение, индивидуальные тепловые пункты, температурный график.

Введение. Температура теплоносителя, возвращаемого потребителями источнику теплоснабжения, должна соответствовать значениям, обеспечивающим необходимую эффективность использования первичного топлива при выработке энергии. В случае теплоснабжения от когенерационных источников повышение температуры воды в обратной магистрали ведёт к снижению объёма комбинированной выработки электрической энергии на тепловом потреблении, а при теплоснабжении от котельных – к росту температуры уходящих дымовых газов и, как следствие, к ухудшению КПД котельных агрегатов.

В результате натурных наблюдений за реальными эксплуатируемыми объектами удалось установить, что в ряде случаев после произведённой в ходе модернизации замены устаревших кожухотрубчатых теплообменников на пластинчатые теплообменники (ПТО), имеет место увеличение температуры греющего теплоносителя на выходе из индивидуальных тепловых пунктов (ИТП) жилых зданий в неотопительный период сверх значений, предусмотренных температурным графиком.

Цель настоящей работы заключается в проведении анализа данных о температурах теплоносителя на абонентских вводах ИТП, особенностях теплового потребления на нужды горячего водоснабжения (ГВ) и выявлении причин обнаруженного сверхнормативного роста температуры сетевой воды в обратной магистрали тепловой сети на отдельных объектах Коммунального унитарного предприятия «Жилищно-коммунальное хозяйство г. Полоцка».

Теоретические аспекты работы и постановка задачи исследования. Отдельные теоретические и методологические вопросы, относящиеся к рассматриваемой проблеме, изложены в ранее опубликованных работах [1–5]. Так, в [5] нами установлено, что в обследованных жилых домах реальное удельное суточное (в расчёте на одного человека) потребление воды и теплоты на нужды ГВ, а также число проживающих в них людей существенно ниже нормативных значений. Поэтому использование для расчёта тепловой производительности водоподогревателей при модернизации ИТП этих зданий условно-нормативных значений привело в фактических условиях эксплуатации к завышению требуемой мощности ПТО на 20...46% и, как следствие, к резкому снижению их гидравлического сопротивления, нарушению работы автоматики ИТП.

При определении требуемой поверхности нагрева водоподогревателей используется величина средней разности температур теплоносителя, взятая по поверхности теплообмена [6; 7]:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta_{\delta} - \Delta_{m}}{\ln \frac{\Delta_{\delta}}{\Delta_{m}}}, \quad (1)$$

где Δ_{δ} и Δ_{m} – соответственно, бóльшая и меньшая разности температур греющего и нагреваемого теплоносителя на входе и выходе водоподогревателя, °С.

Применительно к условиям неотопительного периода при противоточном движении теплообмениваемых сред в водоподогревателе значения этих разностей температур напрямую зависят от принятого

в расчёт температурного графика вследствие того, что разности температур связаны с температурами греющего теплоносителя в подающей и обратной магистрали тепловой сети следующими соотношениями:

$$\Delta_{\sigma} = T_1 - t_2; \quad \Delta_{\mu} = T_2 - t_x, \quad (2)$$

где T_1 и T_2 – температуры греющего теплоносителя соответственно на входе и выходе водоподогревателя, °С; t_2 и t_x – температуры нагреваемой воды соответственно на выходе и входе водоподогревателя, °С.

Конечное значение температуры нагреваемой воды t_2 изменяется незначительно, так как нормируется и поддерживается системами автоматического регулирования на постоянном уровне 60 °С (в зависимости от выбранной величины «уставки»), а t_x практически не изменяется в течение неоперативного периода и принимается равной 10 °С [8–10]. Гораздо большей неопределённостью обладают величины T_1 и T_2 . Первая из них зависит от температуры теплоносителя, поддерживаемой на коллекторах источника теплоснабжения, и от тепловых потерь трубопроводами при транспорте греющего теплоносителя в конкретный ИТП. Вторая зависит от величины расхода нагреваемой воды в системе ГВ, эффективности водоподогревателей и точности регулирования температуры нагреваемой воды.

Достичь требуемого значения температуры t_2 возможно только при температуре греющего теплоносителя на входе водоподогревателя не ниже 60...65 °С. В общем виде это условие может быть сформулировано следующим образом [8–10]:

$$T_1 = t_2 + \delta_t; \quad 60 \leq t_2 \leq 65 \text{ °С}; \quad 5 \leq \delta_t \leq 10 \text{ °С}. \quad (3)$$

В противном случае, если $\delta_t \rightarrow 0$, то $t_2 \rightarrow T_1$ и величина Δ_{μ} в уравнении (1) становится бесконечно малой, а заданная температура t_2 – теоретически недостижимой, требующей при конечной поверхности теплообмена водоподогревателя неограниченного роста расхода греющего теплоносителя. Такое увеличение расхода греющей сетевой воды, в свою очередь, приведёт к соответствующему неуклонному повышению её температуры на выходе из водоподогревателя: $T_2 \rightarrow T_1$.

Важным параметром теплообменника является его эффективность ϵ , представляющая собой отношение фактической величины нагрева $\delta_{нагр.}$ (или величины охлаждения $\delta_{охл.}$) теплообмениваемых сред к максимальной разности температур $\delta_{макс.}$, наблюдаемой в теплообменнике [7]:

$$\epsilon_{охл.} = \frac{\delta_{охл.}}{\delta_{макс.}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_x}; \quad \epsilon_{нагр.} = \frac{\delta_{нагр.}}{\delta_{макс.}} = \frac{t_2 - t_x}{T_1 - t_x}. \quad (4)$$

Первое отношение называется эффективностью охлаждения, а второе – эффективностью нагрева. Мерой эффективности теплообменника является коэффициент нагрева или охлаждения, относящийся к меньшему из расходов теплообмениваемых сред [7]. Эффективность теплообменника напрямую связана с его конструктивными параметрами: коэффициентом теплопередачи и поверхностью теплообмена. Чем выше их произведение – тем выше эффективность.

В системе ГВ с целью поддержания необходимой температуры горячей воды во всех водоразборных точках и в полотенцесушителях организуется непрерывная её циркуляция. Обеспечивается циркуляция за счёт работы устанавливаемых в ИТП циркуляционных насосов. Расчётная подача циркуляционного насоса складывается из собственно циркуляционного расхода, зависящего от степени остывания воды в трубопроводах системы ГВ, и дополнительно некоторой доли максимального водоразбора, необходимой для предотвращения «запирания» циркуляции в дальних от ИТП стояках в случае максимальных водоразборов в ближних стояках системы. Действующие технические нормативные правовые акты (ТНПА) не регламентируют методику расчёта величины подачи циркуляционного насоса. В [11, с. 110] предложено обеспечивать циркуляцию горячей воды в трубопроводах и стояках системы ГВ при наличии водоразбора путём повышения перепада давления, развиваемого циркуляционным насосом, по сравнению с перепадом давления, который достаточен в отсутствие водоразбора. Величина требуемого перепада давления в этом случае определяется по формуле:

$$\Delta P = \Delta p_1 \cdot \left(\frac{x \cdot G_{\max} + G_u}{G_u} \right)^2 + \Delta p_2, \quad (5)$$

где Δp_1 и Δp_2 – потери давления соответственно в подающих и циркуляционных трубопроводах системы горячего водоснабжения, кПа; G_{\max} – величина максимального водоразбора в системе ГВ на выходе из ИТП, равная максимальному часовому расходу воды на нужды горячего водоснабжения, м³/ч; G_u – ве-

личина циркуляционного расхода в отсутствие водоразбора, $\text{м}^3/\text{ч}$; x – доля от максимального водоразбора, учитываемая при подборе насоса и принимаемая равной $0,2 \dots 0,3$ [11].

Величина максимального водоразбора в системе ГВ G_{max} зависит от фактической численности водопотребителей. Её завышение в результате использование нормативных, а не фактических показателей водопотребления ведёт к необоснованному росту расчётных величин подачи и давления циркуляционного насоса при его подборе, что в конечном итоге обуславливает увеличение средней температуры нагреваемой среды по поверхности теплообменника Δt_{cp} при фактически меньших величинах водоразбора на нужды ГВ, поскольку при избыточной подаче циркуляционного насоса горячая вода не успеет должным образом остыть в трубопроводах внутридомовой сети и будет возвращаться в водоподогреватель с температурой, близкой к t_2 .

С учётом всех отмеченных выше обстоятельств к задачам данного исследования отнесено установление влияния на температуру греющего теплоносителя, покидающего ПТО, эксплуатационных факторов, таких как: 1) начальная температура греющего теплоносителя на входе водоподогревателя; 2) величина запаса поверхности нагрева водоподогревателя; 3) величина циркуляционного расхода через подогреватель при наличии водоразбора и в его отсутствии.

Полученные результаты. Для определения влияния температуры T_1 на величину T_2 при заданном значении t_2 осуществлён численный эксперимент с использованием специализированной компьютерной программы [12].

Расчёты выполнены при следующих заданных условиях:

- водоподогреватель «Данфос-Ридан» НН-14-16/1-39 2х ТКТЛ 37, 50 мм с поверхностью теплообмена $5,41 \text{ м}^2$ и расчётной максимальной тепловой производительностью $0,2483 \text{ Гкал/ч}$, работающий при величинах водоразбора на нужды горячего водоснабжения, близких к фактическим средним значениям, определённым в работе [5];

- t_2 изменялась ступенчато: $53 \text{ }^\circ\text{C}$, $55 \text{ }^\circ\text{C}$, $57 \text{ }^\circ\text{C}$;

- принятый циркуляционный расход воды в системе ГВ соответствует величине остывания воды в трубопроводах не более чем на $\delta t = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Одновременно выполнены исследования влияния недостатка или избытка поверхности нагрева водоподогревателя на температуру греющего теплоносителя на выходе подогревателя ГВ. Температура нагрева холодной воды задавалась равной $t_2 = 57 \text{ }^\circ\text{C}$.

Результаты расчётов представлены на рисунках 1 и 2.

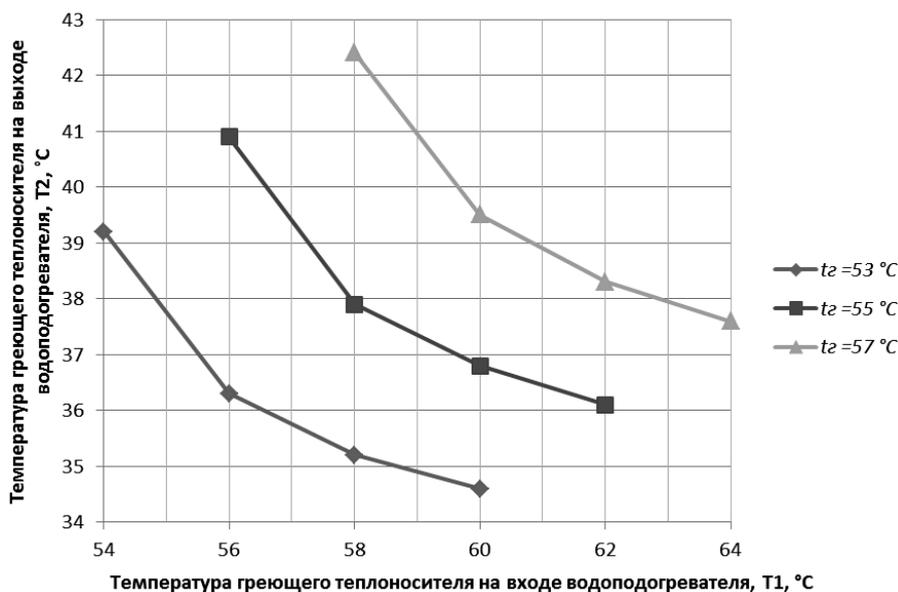


Рисунок 1. – Зависимость температуры греющего теплоносителя на выходе водоподогревателя от его температуры на входе при различных заданных температурах нагрева холодной воды

Как следует из графиков, изображённых на рисунке 1, по мере снижения температуры теплоносителя на входе водоподогревателя и её приближения к заданному значению температуры нагрева холодной воды ($T_1 \rightarrow t_2$) температура греющей воды на выходе подогревателя T_2 неуклонно растет. Этот рост тем заметнее, чем выше значение температуры t_2 .

Таким образом, в рассматриваемых условиях в неотапливаемый период следует ожидать сверхнормативного роста температуры греющего теплоносителя T_2 на выходе водоподогревателя ГВ в случае снижения температуры T_1 до значений $59\text{ }^\circ\text{C}$ и более низких.

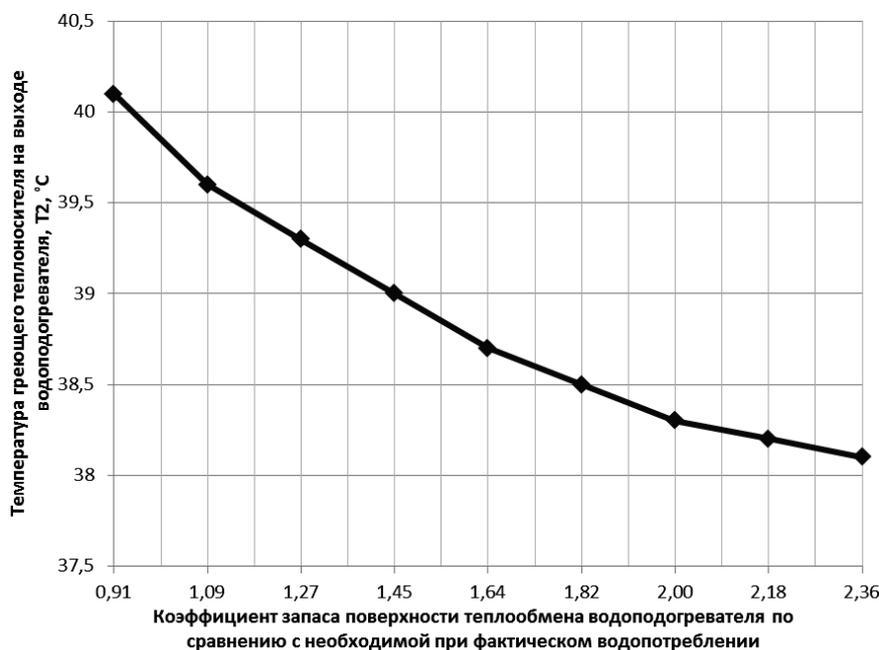


Рисунок 2. – Зависимость температуры греющего теплоносителя на выходе водоподогревателя от величины запаса поверхности теплообмена

Согласно данным, приведённым на рисунке 2, запас тепловой мощности теплообменника, поверхность нагрева которого определена на основании нормативных показателей водопотребления, обеспечивает снижение температуры греющего теплоносителя на выходе водоподогревателя при тепловых нагрузках, соответствующих более низкому фактическому расходу воды на нужды ГВ, чем нормативные.

На стадии проектирования расчёт и подбор оборудования ИТП, в том числе и циркуляционного насоса, выполняется по нормативным значениям расходов. Однако, как установлено в ходе проведённых исследований, в реальных условиях эксплуатации фактическое водопотребление существенно ниже нормативного, и циркуляционный расход, поддерживаемый более мощным, чем требуется, циркуляционным насосом, оказывается более высоким, чем расход горячей воды, идущей на водоразбор. В этом случае исходная температура нагреваемой в водоподогревателе воды будет значительно выше обычно принимаемых $5...10\text{ }^\circ\text{C}$, так как к потоку холодной водопроводной воды добавляется близкий или больший по величине циркуляционный расход с более высокой температурой. Рост начальной температуры нагреваемой воды снижает эффективность охлаждения греющего теплоносителя в водоподогревателе. Очевидно, что с увеличением доли циркуляционного расхода в общем расходе воды, поступающей в водоподогреватель, повышается начальная температура нагреваемой в водоподогревателе воды, а следовательно, возрастает и температура греющего теплоносителя T_2 , возвращаемого в тепловую сеть.

Для определения влияния соотношения величин G_H и $G_{\text{общ}} = G_H + G_X$ на температуру греющей сетевой воды, возвращаемой в тепловую сеть, выполнены численные исследования той же цифровой модели теплообменника, что и в предыдущем случае. В ходе численных экспериментов определялись температуры греющей воды на выходе из водоподогревателя при различных циркуляционных расходах и величинах водоразбора.

Исследуемая цифровая модель водоподогревателя соответствовала расчётной тепловой нагрузке, равной $0,2483\text{ Гкал/ч}$, при среднем расходе идущей на потребление нагреваемой водопроводной воды $1,44\text{ т/ч}$. В реальных условиях, соответствующих фактическому, а не нормативному водопотреблению, такой водоподогреватель эксплуатируется в обследованных зданиях при среднем расходе нагреваемой воды, составляющем $0,324\text{ т/ч}$. Требуемый циркуляционный расход при величине остывания воды $\delta t = 15\text{ }^\circ\text{C}$ равен $0,8\text{ т/ч}$. В связи со значительным снижением фактического расхода нагреваемой воды по сравнению с нормативным гидравлические потери в подогревателе и трубопроводах оказываются существенно более низкими, чем принятые при выборе насоса, и в результате рабочая точка на его характеристике перемещается в область больших расходов.

Результаты проведенного исследования представлены графически на рисунке 3.

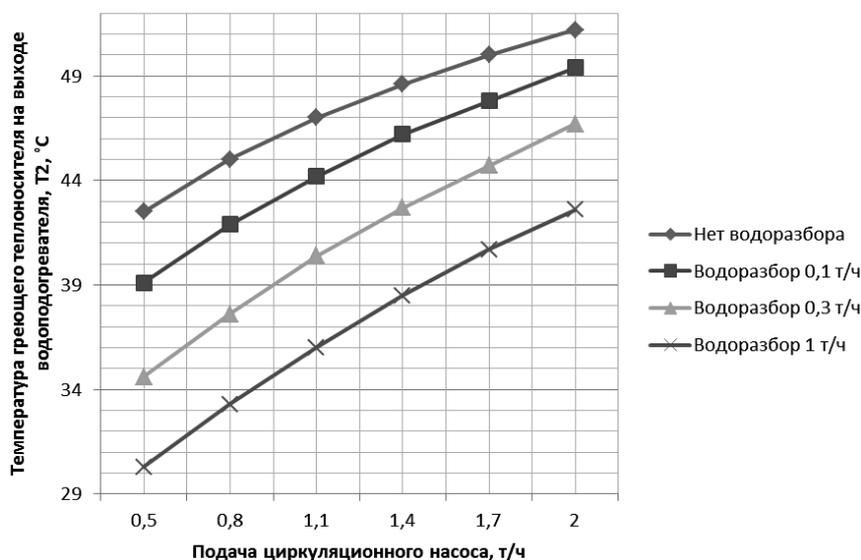


Рисунок 3. – Зависимость температуры греющего теплоносителя на выходе водоподогревателя от подачи циркуляционного насоса и величины водоразбора

Как видим, вся область представленного на рисунке 3 графика, расположенная правее ординаты 0,8 т/ч и выше линии, соответствующей величине водоразбора 0,3 т/ч, является областью, содержащей значения температуры греющей сетевой воды T_2 на выходе из водоподогревателя ГВ, превышающие допустимые для неотапительного периода.

Закключение. В результате выполненных исследований установлено, что сверхнормативный рост температуры греющего теплоносителя на выходе подогревателей горячего водоснабжения в ИТП обследованных жилых зданий в неотапительный период обусловлен комплексом следующих взаимосвязанных причин:

- 1) несоответствием фактических расходов теплоносителя расчётным значениям;
- 2) снижением фактических температур греющего теплоносителя в подающей магистрали тепловой сети по сравнению с требуемыми значениями;
- 3) несоответствием установленной мощности водоподогревателей фактической тепловой нагрузке;
- 4) высокой долей циркуляционного расхода в общем расходе нагреваемой воды, проходящей через водоподогреватель при малых величинах водоразбора.

Проведённый анализ полученных данных показал, что увеличение температуры греющего теплоносителя на выходе подогревателя составило 0,8...0,85 °C на каждый градус снижения его входной температуры и 0,3...0,4 °C на каждые 10% роста циркуляционного расхода сверх требуемого. В то же время двукратный запас поверхности теплообмена водоподогревателя по сравнению с её необходимым размером обеспечивает снижение температуры греющего теплоносителя на выходе подогревателя, но не более чем на 1,5 °C (при условии обеспечения требуемых величин циркуляционного расхода и температуры греющего теплоносителя на входе водоподогревателя).

ЛИТЕРАТУРА

1. Нияковский, А.М. Формирование рациональной теплоэнергетической системы предприятий железобетонных изделий при их модернизации / А.М. Нияковский // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия F, Строительство. Прикладные науки. – 2012. – № 8. – С. 93–98.
2. Нияковский, А.М. Выбор оптимальной плотности теплового потока при расчёте тепловой изоляции трубопроводов с целью обеспечения заданного коэффициента полезного действия тепловой сети и снижения выброса вредных веществ в атмосферу / А.М. Нияковский, Ф.И. Москалёнок, А.Ю. Сидорова // Материалы докладов 50 Международной науч.-техн. конф. преподавателей и студентов, посвящ. году науки. Т. 1. – Витебск : Витеб. гос. технол. ун-т, 2017. – С. 299–302.
3. Нияковский, А.М. К выбору плотности теплового потока при проектировании тепловой изоляции тепловых сетей / А.М. Нияковский, Э.И. Гончаров, О.И. Мишута // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия F, Строительство. Прикладные науки. – 2017. – № 8. – С. 147–155.

4. Нияковский, А.М. Управление температурными режимами тепловых сетей с целью снижения энергопотребления в системах теплоснабжения / В.А. Пшеничнюк, А.В. Григорович // Материалы докладов 48 Междунар. науч.-техн. конф. преподавателей и студентов, посвящ. 50-летию университета : в 2 т. Т. 2. – Витебск : Витеб. гос. технол. ун-т, 2015. – С. 76–78.
5. Нияковский, А.М. Особенности подбора пластинчатых теплообменников горячего водоснабжения в модернизируемых тепловых пунктах жилых зданий / А.М. Нияковский, А.А. Нияковский, А.Ю. Сидорова // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия F, Строительство. Прикладные науки. – 2018. – № 8. – С. 158–164.
6. Исаченко, В.П. Теплопередача : учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоиздат, 1981. – 417 с.
7. Соколов, Е.А. Теплофикация и тепловые сети : учебник для вузов. – 8-е изд., стереот. / Е.А. Соколов. – М. : Издат. дом МЭИ, 2006. – 472 с.
8. Системы внутреннего водоснабжения зданий. Строительные нормы проектирования : ТКП 45-4.01-52-2007 / М-во архитектуры и строительства Респ. Беларусь. – Минск, 2008. – 47 с.
9. Тепловые пункты. Правила проектирования : ТКП 45-4.02-183-2009 / М-во архитектуры и стр-ва Респ. Беларусь. – Минск 2010. – 47 с.
10. Тепловые сети. Строительные нормы проектирования : ТКП 45-4.02-182-2009 / М-во архитектуры и стр-ва Респ. Беларусь. – Минск, 2010. – 53 с.
11. Теплоснабжение : учебник для вузов / А.А. Ионин [и др.] ; под ред. А.А. Ионина. – М. : Стройиздат, 1982. – 336 с.
12. Расчётная программа «Ридан» [Электронный ресурс] / АО «Ридан». – Режим доступа: http://www.ridan.ru/raschet-i-zakaz/raschetnaja_programma_ridan. – Дата доступа: 30.01.2018.

Поступила 14.05.2018

**A STUDY OF THE FACTORS LEADING TO THE TEMPERATURE EXCESS
OF HEATING MEDIUM OUTLET OF PLATE HOT WATER HEAT EXCHANGERS
IN INDIVIDUAL HEATING PLANTS OF RESIDENTIAL BUILDINGS**

A. NIYAKOVSKI, F. MOSKALIONAK, A. NIYAKOVSKI

Based on the analysis of the factual data on the operation of hot water supply units in the existing individual heating plants of residential buildings equipped with plate hot water heat exchangers, numerical studies of the factors causing the water temperature increase in the return line of the heat network in the non-heating (summer) period are performed. These factors include: non-compliance of the installed capacity of water heaters with the actual consumption of thermal energy, a high proportion of the circulation flow in the total flow of heated water at low values of its consumption, and the reduced temperature of the primary coolant at the inlet of the heat exchanger.

Keywords: *plate heat exchangers, hot water heat supply, thermal charts, numerical experiment.*