

УДК 621.311

DOI: 10.17212/1814-1196-2018-3-145-156

## **Исследование технико-экономических показателей системы комбинированного теплоснабжения с фреоновыми термотрансформаторами\***

**О.К. ГРИГОРЬЕВА<sup>a</sup>, А.А. ФРАНЦЕВА<sup>b</sup>, О.В. БОРУШ<sup>c</sup>**

*630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет*

*<sup>a</sup> ok-grigoryeva@mail.ru   <sup>b</sup> frantsevaalina@gmail.ru   <sup>c</sup> aborush@ngs.ru*

Существующая в России традиционная централизованная система теплоснабжения имеет ряд недостатков, связанных с высокой температурой сетевой воды, большими тепловыми потерями и увеличением износа теплотрасс. Устранение этих недостатков возможно снижением температуры прямой сетевой воды и переходом на комбинированную систему теплоснабжения. В качестве такой системы в статье рассматривается ТЭЦ с газосетевым подогревателем (ГСП) и фреоновыми термотрансформаторами (ФТТ). Термодинамические и конструктивные характеристики фреонового термотрансформатора как элемента комбинированной системы теплоснабжения оказывают влияние на работу ТЭЦ в целом и на параметры системы теплоснабжения потребителей. В качестве рабочих тел ФТТ были рассмотрены лидирующие на рынке низкокипящие рабочие тела (НРТ) R134a, R404a, R600a. Для каждого из них определены площади поверхности теплообмена испарителя, конденсатора и поэлементные капиталовложения в ФТТ. Для современных рыночных условий характерны изменения ценовой политики, поэтому в статье рассматривались три варианта капиталовложений в ФТТ с увеличением стоимости элементов ФТТ и самого НРТ. Показано влияние вариантов капиталовложений на технико-экономическую эффективность работы ТЭЦ с ГСП и ФТТ с учетом изменения теплофикационной нагрузки энергоблока. Также технико-экономическая эффективность сравнивалась с эффективностью традиционной системы теплоснабжения. В выводах говорится о высоких площадях поверхности конденсатора и испарителя ФТТ и высоких капиталовложениях ФТТ при его работе на R600a. Переход от традиционной системы теплоснабжения к ТЭЦ с ГСП и ФТТ при повышении стоимости элементов ФТТ в полтора раза становится невыгодным для теплофикационных блоков с турбиной мощностью 250 МВт, а при повышении в два раза – для энергоблоков со всеми вариантами теплофикационных турбин.

**Ключевые слова:** теплоснабжение, испаритель, эффективность, термотрансформатор, капиталовложения, фреон, сетевая вода, теплофикация, газосетевой подогреватель

---

\* Статья получена 01 марта 2018 г.

## ВВЕДЕНИЕ

Существующая в России система централизованного теплоснабжения позволила эффективным образом решить задачи, связанные с надежным обеспечением теплом и электроэнергией. Однако из-за высокой температуры сетевой воды и большой протяженности тепловых сетей характерны следующие недостатки: большие потери теплоты, высокая аварийность и малый ресурс теплотрасс [1]. Основная причина роста тепловых потерь в сетях заключается в увеличении количества изношенных трубопроводов, несмотря на существенно возросшие объемы их ремонта и замены [2]. Устранение вышеотмеченных недостатков возможно при снижении температуры сетевой воды после перехода с высокотемпературного графика на график пониженной температуры сетевой воды до 40...70 °С. Такой переход позволяет повысить выработку электрической энергии за счет увеличения пропуска пара через конденсатор паровой турбины или при том же количестве вырабатываемой электрической энергии снизить затраты на топливо [3, 4]. При этом в качестве теплоэнергетических установок, догревающих сетевую воду до необходимой температуры для потребителя, применяются ГТУ, ДВС, мини-ТЭЦ, тепловые насосы [5–7]. Одним из вариантов применения технологии с низкотемпературным графиком сетевой воды является ТЭЦ с газосетевым подогревателем (ГСП) и фреоновыми термотрансформаторами (ФТТ) (рис. 1) [8]. Особенностью технологической схемы рассматриваемой ТЭЦ является замещение нижнего сетевого подогревателя газовым сетевым подогревателем, утилизирующим теплоту уходящих из ГТУ газов. При этом вытесняется нижний теплофикационный отбор паровой турбины, что изменяет расход острого пара на турбину. По сравнению с традиционным паротурбинным энергоблоком в ПГУ с ГСП увеличивается выработка электроэнергии. Наличие у потребителя внутриквартального ФТТ обуславливает переход ТЭЦ с нормативного температурного графика к графику с пониженными температурами прямой и обратной сетевой воды, что приводит к уменьшению теплотерь в магистральных теплопроводах, повышению надежности их работы и росту КПД транспорта тепла, что также приводит к экономии топлива. Эти особенности влияют на термодинамические и конструктивные параметры энергоблока.

При работе ТЭЦ с ГСП и ФТТ в течение всего года сетевая вода подогревается до 70 °С в ГСП уходящими газами из газовой турбины. При включении отопительной нагрузки сетевая вода также параллельно подогревается в традиционном сетевом подогревателе паром из теплофикационного отбора паровой турбины. Далее – к фреоновым термотрансформаторам.

При работе термотрансформатора в составе комбинированной системы теплоснабжения сетевая вода, подводимая от ТЭЦ как основного источника теплоснабжения, охлаждается в испарителе ФТТ. При этом фреон испаряется. Затем пар сжимается компрессором и поступает в конденсатор, после конденсации дросселируется. В конденсаторе нагревается идущая на отопление внутриквартальная сетевая вода теплопотребителя.

ГСП покрывает нагрузку только горячего водоснабжения. И исходя из этого условия рассчитывается количество тепла с уходящими из газовой турбины газами, а следовательно, и сопряженная мощность газотурбинной установки. Для отопительной нагрузки выполняется температурный график

70/40 °С во всем диапазоне температур окружающего воздуха при количественном регулировании. ФТТ обеспечивают у теплопотребителя качественное регулирование при максимальной температуре внутриквартальной сетевой воды на уровне 85 °С.

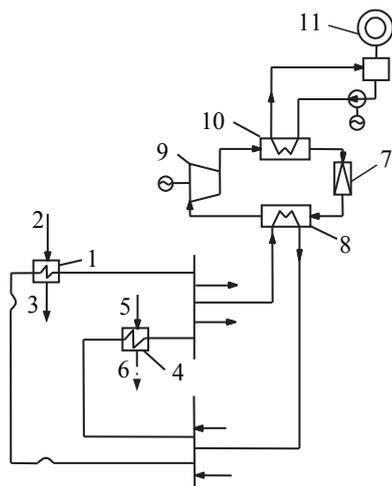


Рис. 1. Схема комбинированного теплоснабжения с газосетевыми подогревателями и внутриквартальными фреоновыми термо-трансформаторами:

1 – газовый сетевой подогреватель; 2 – продукты сгорания после газовой турбины; 3 – отвод уходящих газов в дымовую трубу; 4 – традиционный сетевой подогреватель; 5 – пар теплофикационного отбора паровой турбины; 6 – сброс дренажа в систему регенерации; 7 – дроссель; 8 – испаритель; 9 – компрессор; 10 – конденсатор; 11 – тепловой потребитель

Fig. 1. A circuit of combined heat supply with GN heaters and submain freon thermal transformers:

1 is a network gas heater; 2 is combustion products after the gas turbine; 3 is gas withdrawal into the smoke stack; 4 is a conventional network heater; 5 is steam of the steam turbine heat-extraction; 6 is drain disposal into the regeneration system; 7 is a throttle; 8 is an evaporator; 9 is a compressor; 10 is a capacitor; 11 is a heat consumer

В качестве рабочих тел теплового насоса используются низкокипящие рабочие тела (НРТ), которые оказывают влияние на расходно-термодинамические параметры ФТТ, работу компрессора, условия теплообмена в испарителе и конденсаторе, являющемся внутриквартальным сетевым подогревателем, формируют профиль ФТТ и его экологические параметры озонобезопасных веществ [9].

В настоящее время значительно продвинулись на рынке и прочно вошли в практику хлорнесодержащие фреоны R134a и R404a, используемые в качестве заменителя запрещенных озоноразрушающих R12 и R22. Однако данные фреоны имеют высокий коэффициент глобального потепления, и в перспективе целесообразно рассматривать варианты их замены [10]. Хорошей альтернативой может служить хладагент R600a, который имеет значительные экологические преимущества и обладает более высоким холодильным коэффициентом, что уменьшает энергопотребление [9, 11].

Термодинамические параметры цикла ФТТ определялись с использованием уравнения Мартина–Хоу [12], В.В. Алтунина [13] и методов термодинамического подобия [14].

Температуры испарения ( $T_{исп}$ ) и конденсации ( $T_{конд}$ ) находятся в зависимости от температуры обратной сетевой воды (в расчетах принята на уровне 70 °С) и прямой внутриквартальной сетевой воды (в расчетах принята на уровне 75 °С) с учетом температурных напоров на холодном конце испарителя ( $\delta t_x$ ) и горячем конце конденсатора ( $\delta t_T$ ).

Давление испарения и конденсации фреона находится последовательно при подстановке в формулы соответствующих температур  $T_{\text{исп}}$ ,  $T_{\text{конд}}$ :

$$P = P_{\text{кр}} \exp \left\{ m \ln \left( \frac{T_{\text{исп}}}{T_{\text{кр}}} \right) - \lambda \left[ \left( \frac{T_{\text{исп}}}{T_{\text{кр}}} \right)^6 - \frac{36}{\left( \frac{T_{\text{исп}}}{T_{\text{кр}}} \right)} + 35 \right] \right\}, \quad (1)$$

где  $T_{\text{кр}}$  – критическая температура фреона;  $P_{\text{кр}}$  – критическое давление;  $\lambda = -0,305$ ;  $m = -5,375$ .

Коэффициент теплоотдачи к теплоносителю при вынужденном движении в трубах оценивается по следующему выражению:

$$\alpha = A w^{n_1} d^{n_2} q^{n_3} \mu^{m_1} P_{\text{кр}}^{m_2} T_{\text{кр}}^{m_3} R_0^{m_4} f(\pi, \tau, K_{z_1}, K_{z_2}), \quad (2)$$

где  $K_{z_1}$ ,  $K_{z_2}$  – критерии подобия;  $q$  – тепловой поток;  $\pi$ ,  $\tau$  – безразмерные давление и температура.

В выражении (2) весь комплекс перед функцией  $f$  должен иметь размерность коэффициента теплоотдачи. Показатели степени  $n$ ,  $m$  определяются на основе анализа размерностей. Причем для режимных параметров  $w$ ,  $d$  (скорости и диаметра трубок) показатели степени должны приниматься по экспериментальным данным.

Принимая за основу критериальное уравнение

$$\text{Nu}_m = 0,021 \text{Re}_m^{0,8} \text{Pr}_m^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_m}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3)$$

где  $\text{Nu}$ ,  $\text{Re}$ ,  $\text{Pr}$  – критерии подобия, получим следующие значения показателей степени:

$$n_1 = \frac{4}{5}, \quad n_2 = -\frac{3}{10}, \quad n_3 = \frac{3}{20};$$

$$m_1 = -\frac{1}{40}, \quad m_2 = \frac{3}{4}, \quad m_3 = -\frac{7}{8}, \quad m_4 = \frac{1}{8}.$$

Обозначим

$$Y_* = \mu^{-1/40} T_{\text{кр}}^{-7/8} P_{\text{кр}}^{3/4}. \quad (4)$$

С учетом показателей степени получаем

$$\alpha_* = A_* w^{4/5} d^{-3/10} q^{3/20} R_0^{1/8} Y_* f_*(\pi, \tau, K_{z_1}, K_{z_2}). \quad (5)$$

Параметры в выражении (5) имеют размерность:  $w$  – [м/с];  $d$  – [м];  $q$  – [Вт/м<sup>2</sup>];  $P_{кр}$  – [Н/м<sup>2</sup>];  $T_{кр}$  – [К];  $\alpha$  – [Вт/м<sup>2</sup>·К]. Величина  $Y_*$  является универсальным множителем и характеризует влияние критических параметров и молекулярной массы на процесс теплоотдачи. Функция  $f_*$  универсальна для термодинамически подобных веществ и характеризует влияние приведенных параметров на теплоотдачу.

При расчете теплообмена в качестве базовых веществ приняты вода и водяной пар.

Коэффициент теплоотдачи определялся как

$$\left( \frac{\alpha_{R134A}}{\alpha_{H_2O}} \right) = \frac{Y_{R134A}}{Y_{H_2O}}, \quad (6)$$

где  $Y_{H_2O} = \frac{P_{кр}^{0,75}}{\mu^{0,025} T_{кр}^{0,875}}$ .

Коэффициент теплоотдачи при конденсации и испарении находится при подстановке в формулы давления испарения и конденсации:

$$\alpha_k = 0,433 \cdot 11,6 \cdot 10^3 \left( \frac{20}{\Delta_k} \right)^{0,25} \left( \frac{100 \cdot 10^5}{5,44 \cdot P_k} \right)^{0,53}, \quad (7)$$

где  $\Delta_k$  – логарифмический температурный напор в конденсаторе;

$$\alpha_{исп} = 0,433 \cdot 23,6 \cdot 10^3 \left( \frac{\Delta_{исп}}{45} \right)^{1,2} \left( \frac{5,44 \cdot P_{исп}}{10^6} \right)^{0,3}. \quad (8)$$

Поверхности теплообмена конденсатора

$$F_{кон} = \frac{0,7 Q_H^T}{\Delta_k \frac{8,04 \cdot 10^{-3} \alpha_k}{8,04 + \alpha_k}} \quad (9)$$

и испарителя

$$F_{исп} = \frac{0,6 Q_H^T}{\Delta_{исп} \frac{7,83 \cdot 10^{-3} \alpha_{исп}}{7,83 + \alpha_{исп}}}, \quad (10)$$

где  $Q_H^T$  – тепловая нагрузка турбины, МВт.

Так как давление испарения и конденсации зависит от НРТ, то площадь поверхности теплообменников термотрансформатора также зависит только

от НРТ. При этом наибольшее значение площади имеют теплообменные поверхности при работе на R600a (рис. 2), так как коэффициент теплопередачи для R600a имеет наименьшее значение и находится на уровне 3300 Вт/м<sup>2</sup>·К при конденсации и 9300 Вт/м<sup>2</sup>·К при испарении.

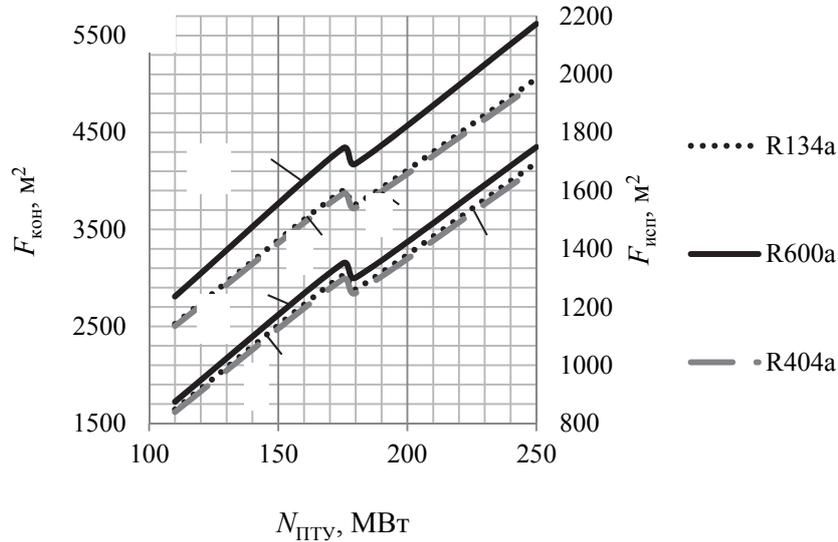


Рис. 2. Зависимость площади поверхности теплообмена конденсатора и испарителя фреоновых термотрансформаторов от электрической мощности паротурбинной установки:

1, 2, 3 – площадь конденсатора; 4, 5, 6 – площадь испарителя

Fig. 2. The dependence of the heat exchange surface area of the condenser and evaporator of Freon thermal transformers on the electric power of the heat-turbine plant:

1, 2, 3 is the condenser area; 4, 5, 6 is the evaporator area

С ростом мощности паротурбинной установки наблюдается увеличение площадей поверхности конденсации и испарения, связанное с повышением теплофикационной нагрузки ТЭЦ с ГСП и ФТТ.

При переходе от традиционной системы теплоснабжения к ТЭЦ с фреоновыми термотрансформаторами к основным капиталовложениям в энергоблок дополнительно необходимо учитывать капиталовложения в фреоновый термотрансформатор:

$$K_{\text{ФТТ}} = 0,1 Q_{\text{н}}^T K_{\text{ком}} \left( \frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{исп}}} \right)^{0,1} + K_{\text{кон+исп}} (F_{\text{исп}} + F_{\text{кон}}), \quad (11)$$

где  $K_{\text{ком}} = 300$  – капиталовложения в компрессор, \$/кВт;  $K_{\text{кон+исп}} = 1500$  – капиталовложения в конденсатор и испаритель, \$/м<sup>2</sup>.

Таблица 1

Table 1

**Капиталовложения в элементы фреонового термотрансформатора****Capital investments in the elements of the Freon thermal generator**

Рабочее тело	Элемент ФТТ	Мощность теплофикационного энергоблока, МВт			
		110	175	180	250
R134a	Компрессор	6 099 000	9 420 000	9 075 000	12 207 000
	Испаритель	1 271 250	1 963 500	1 891 500	2 544 000
	Конденсатор	3 789 000	5 851 500	5 637 000	7 584 000
R600a	Компрессор	6 099 000	9 420 000	9 075 000	12 207 000
	Испаритель	1 311 600	2 025 000	1 951 500	2 625 000
	Конденсатор	4 212 000	6 505 500	6 267 000	2 518 500
R404a	Компрессор	6 099 000	9 420 000	9 075 000	12 207 000
	Испаритель	1 258 200	1 942 500	1 872 000	2 518 500
	Конденсатор	1 754 500	5 797 500	5 584 500	7 513 500

Основным показателем работы ТЭЦ с ГСП и ФТТ является технико-экономическая эффективность  $\eta_Z$ , определяемая по общему интегральному эффекту (как разность между общим интегральным результатом от производственной деятельности объекта и общими интегральными затратами) и рассматриваемая как интегральный социально-экономический эффект, учитывающий влияющие системные факторы [15, 16].

Учитывая особенности современных рыночных условий, которые характеризуются изменением ценовой политики, рассматривались три варианта изменения цены при поэлементном определении капиталовложений фреонового термотрансформатора (стоимости компрессора, испарителя и конденсатора, фреона R134A, R600a, R404a) (табл. 2).

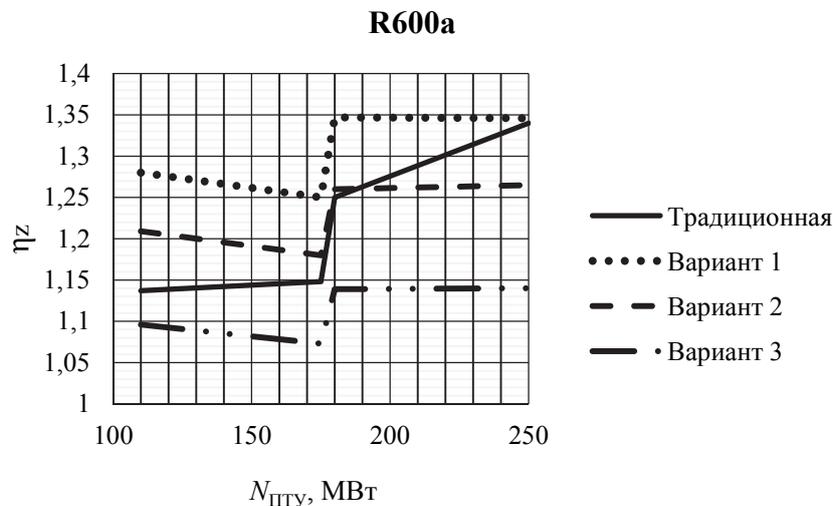
Таблица 2

Table 2

**Варианты капиталовложений во фреоновый термотрансформатор****Options of capital investments in the Freon thermal generator**

Наименование	Вариант № 1	Вариант № 2	Вариант № 3
Капиталовложения в компрессор	300	450	700
Капиталовложения в испаритель и конденсатор	1500	2000	3000
Стоимость рабочего тела	10	13	20

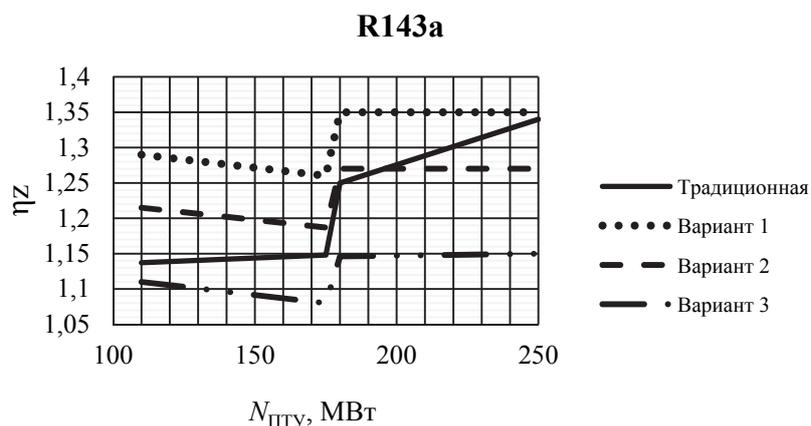
Энергоблоки ТЭЦ с ГСП и ФТТ со всеми вариантами теплофикационных турбин можно считать рентабельными, так как критерий эффективности больше единицы. При переходе от традиционной системы теплоснабжения от ТЭЦ с ПВК к комбинированной системе теплоснабжения с ГСП и ФТТ критерий технико-экономической эффективности увеличивается в среднем на 7,5 % (рис. 3–5).



*Рис. 3.* Техничко-экономическая эффективность традиционной ТЭЦ и ТЭЦ с ГСП и ФТТ при работе на фреоне R600a

*Fig. 3.* Technical and economic efficiency of a conventional HPP and HPP with GNH operating on the R600a freon

Увеличение стоимости элементов фреонового термотрансформатора в полтора раза для турбины Т-250 уже не приведет к технико-экономической выгоде по сравнению с традиционной системой теплоснабжения. Увеличение стоимости элементов внутриквартальных установок в два раза не приведет к ожидаемому технико-экономическому эффекту для всего ряда теплофикационных турбин.



*Рис. 4.* Техничко-экономическая эффективность традиционной ТЭЦ и ТЭЦ с ГСП и ФТТ при работе на фреоне R134a

*Fig. 5.* Technical and economic efficiency of a conventional HPP and HPP with GNH operating on the R134a freon

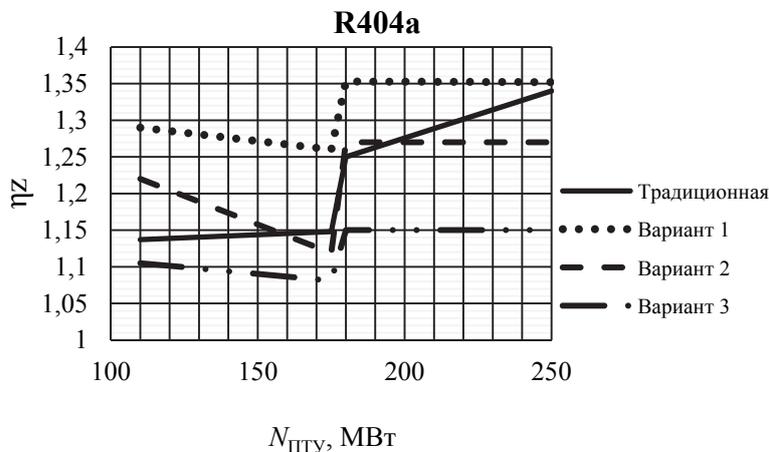


Рис. 5. Техничко-экономическая эффективность традиционной ТЭЦ и ТЭЦ с ГСП и ФТТ при работе на фреоне R404a

Fig. 5. Technical and economic efficiency of a conventional HPP and HPP with GNH operating on the R404a freon

Рабочее тело внутриквартальных фреоновых термотрансформаторов не оказывает существенное влияние на технико-экономическую эффективность. Наибольший эффект дает переход к комбинированной системе теплоснабжения с паротурбинными установками мощностью 110 МВт (13,5 %), наименьшей – 250 МВт (0,74 %).

## ВЫВОДЫ

Площади поверхности испарителя и конденсатора имеют наибольшее значение при работе фреоновых термотрансформаторов на рабочем теле R600a в связи с наименьшим коэффициентом теплоотдачи.

Капиталовложения в фреоновый термотрансформатор составляют наибольшее значение при работе на фреоне R600a в связи с увеличением металлоемкости фреонового термотрансформатора.

Переход от традиционной системы теплоснабжения к ТЭЦ с ГСП и ФТТ является технико-экономически невыгодным при повышении удельной стоимости элементов фреонового термотрансформатора в полтора раза для энергоблоков с теплофикационной турбиной мощностью 250 МВт и при повышении в два раза – для всех рассмотренных вариантов теплофикационных турбин.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Славин В.С., Данилов В.В. Повышение эффективности системы централизованного теплоснабжения на основе применения технологии тепловых насосов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2000. – № 2. – С. 6–13.
2. Филиппов С.П. Развитие централизованного теплоснабжения в России // Теплоэнергетика. – 2009. – № 12. – С. 2–14.

3. Новожиллов Ю.Н. Применение тепловых насосов в схемах теплоснабжения // Промышленная энергетика. – 2006. – № 5. – С. 24–25.
4. Андрющенко А.И. Сравнительная эффективность применения тепловых насосов для централизованного теплоснабжения // Промышленная энергетика. – 1997. – № 6. – С. 2–4.
5. Петрушкин А.В. Эффективность комбинированных систем теплоснабжения: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Саратов, 1998. – 18 с.
6. Morosyuk T.V. Modeling selection of a heat pump integrated with a power unit // Chemical and Petroleum Engineering. – 1999. – Vol. 35. – P. 166–169.
7. Бородихин И.В. Исследование эффективности и оптимизация параметров ТЭЦ в комбинированной системе теплоснабжения с ДВС: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 2004. – 20 с.
8. Патент 110459 Российская Федерация. Система централизованного теплоснабжения / О.К. Григорьева, А.А. Францева, Г.В. Ноздренко. – № 2011128340/12; заявл. 08.07.2011; опубл. 20.11.2011, Бюл. № 32. – 3 с.
9. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycle / B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer // The International Journal Energy. – 2007. – Vol. 32, N 10. – P. 1201–1221.
10. Обзор хладагентов [Электронный ресурс] / Битцер. – Изд. 13. А-501-13. – 35 с. – URL: [http://s-holod72.ru/wp-content/uploads/2013/12/Review\\_refrigerant.pdf](http://s-holod72.ru/wp-content/uploads/2013/12/Review_refrigerant.pdf) (дата обращения: 17.09.2018).
11. Бабакин Б.С., Стефанчук В.И., Ковтунов Е.Е. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. – М.: Колос, 2000. – 160 с.
12. Martin J.J., Hou Y.C. Development of an equation of state for gases // AIChE Journal. – 1955. – Vol. 1, N 2. – P. 142–151.
13. Алтунин В.В. Метод составления уравнения состояния реального газа по ограниченному количеству исходных опытных данных // Теплоэнергетика. – 1962. – № 3. – С. 72–78.
14. Перельштейн И.И. Исследование термодинамических свойств холодильных агентов. – М.: Госиздат, 1962. – 62 с.
15. Григорьева О.К. Комплексное исследование ПГУ пылеугольных ТЭЦ с газовыми сетевыми подогревателями: дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 2005. – 124 с.
16. Францева А.А. Оптимизационные исследование ТЭС с газосетевым подогревателем и фреоновыми термотрансформаторами: дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 2015. – 111 с.
17. Голубева Л.Ф., Григорьева О.К., Францева А.А. Применение фреоновых технологий на тепловых электрических станциях // Научный вестник НГТУ. – 2016. – № 4 (65). – С. 164–174. – doi: 10.17212/1814-1196-2016-4-164-174.

*Григорьева Оксана Константиновна*, кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых электрических станций Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – ТЭС с новыми технологиями, энергосбережение. Имеет более 45 публикаций. E-mail: ok-grigoryeva@mail.ru

*Францева Алина Алексеевна*, кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых электрических станций Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – комбинированные системы теплоснабжения, энергосбережение. Имеет более 20 публикаций. E-mail: frantsevaalina@gmail.com

*Боруш Олеся Владимировна*, кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых электрических станций Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – комплексные исследования ТЭС с новыми технологиями, энергосбережение. Имеет более 45 публикаций. E-mail: aborush@ngs.ru

***Study of technical and economic performance of the combined heat supply system with freon thermal transformers\****O.K. GRIGORIEVA<sup>a</sup>, A.A. FRANTSEVA<sup>b</sup>, O.V. BORUSH<sup>c</sup>

Novosibirsk State Technical University, 20, K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

<sup>a</sup> ok-grigoryeva@mail.ru   <sup>b</sup> frantsevaalina@gmail.ru   <sup>c</sup> aborush@ngs.ru**Abstract**

The conventional district heating system in Russia has a number of disadvantages associated with a high temperature of the network water, large heat losses and increased wear of heating mains. The removal of these disadvantages is possible by lowering the direct network water temperature and switching to a combined heat supply system. In the article a heat and power plant with a gas network heater (GNH) and freon thermal transformer (FTT) is considered as such a system. Thermodynamic and design characteristics of a thermal transformer as an element of a combined heat supply system affect the operation of the heat and power plant and the parameters of a heat supply system for consumers. Market-leading low-boiling working fluids (LWF) R134a, R404a, R600a were considered as a working medium of FTT. The area of the heat-exchanging surface of the evaporator, of the condenser and of the elementwise capital investment in the FTT are determined for each of them, Modern market conditions are characterized by changes in the pricing policy; therefore, three options for investment in FTTs with an increase in the cost of FTT elements and LWFs are examined in the article. The influence of investment options on the technical and economic efficiency of heat and power plant operation with GNH and FTT is shown taking into account the change in the heat load of the power unit. Also, the technical and economic efficiency is compared with the efficiency of a traditional heat supply system. The conclusions reveal high surface areas of the condenser and the FTT evaporator and FTT high capital investment when it operates using the R600a working fluid. The transition from a traditional heat supply system to a heat and power plant with GNH and FTT with an increase in the cost of FTT elements is 50% less economical for heating units with a 250 MW turbine, and two times less efficient for power units with all versions of thermal turbines.

**Keywords:** heat supply, evaporator, efficiency, thermal transformer, investment, freon, network water, heating, gas-net heater

**REFERENCES**

1. Slavin V.S., Danilov V.V. Povyshenie effektivnosti sistemy tsentralizovannogo teplosnabzheniya na osnove primeneniya tekhnologii teplovykh nasosov [Increasing the efficiency of the district heating system based on the use of heat pump technology]. *Energoberezhenie i vodopodgotovka – Energy Saving and Water Treatment*, 2000, no. 2, pp. 6–13.
2. Filippov S.P. Razvitiye tsentralizovannogo teplosnabzheniya v Rossii [Development of district heating in Russia]. *Teploenergetika – Thermal Engineering*, 2009, no. 12, pp. 2–14. (In Russian).
3. Novozhilov Yu.N. Primeneniye teplovykh nasosov v skhemakh teplosnabzheniya [Thermocompressor in heat supply circuit]. *Promyshlennaya energetika – Industrial power engineering*, 2006, no. 5, pp. 24–25.
4. Andryushchenko A.I. Sravnitel'naya effektivnost' primeneniya teplovykh nasosov dlya tsentralizovannogo teplosnabzheniya [Comparative efficacy of heat pumps for district heating]. *Promyshlennaya energetika – Industrial power engineering*, 1997, no. 6, pp. 2–4.

---

\* Received 01 March 2018.

5. Petrushkin A.V. *Effektivnost' kombinirovannykh sistem teplosnabzheniya*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [The efficiency of combined heat supply systems. Author's abstract of PhD eng. sci. diss.]. Saratov, 1998. 18 p.
6. Morosyuk T.V. Modeling selection of a heat pump integrated with a power unit. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1999, vol. 35, pp. 166–169.
7. Borodikhin I.V. *Issledovanie effektivnosti i optimizatsiya parametrov TETs v kombinirovannoi sisteme teplosnabzheniya s DVS*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Research of efficiency and optimization of CHP parameters in the combined heat supply system with ICE. Author's abstract of PhD eng. sci. diss.]. Novosibirsk, 2004. 20 p.
8. Grigorieva O.K., Frantseva A.A., Nozdrenko G.V. *Sistema tsentralizovannogo teplosnabzheniya* [District heating system]. Patent RF, no. 110459, 2011.
9. Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycle. *The International Journal Energy*, 2007, vol. 32, no. 10, pp. 1201–1221.
10. *Obzor khladagentov* [Refrigerant overview]. 13<sup>th</sup> ed. Available at: [http://s-holod72.ru/wp-content/uploads/2013/12/Review\\_refrigerant.pdf](http://s-holod72.ru/wp-content/uploads/2013/12/Review_refrigerant.pdf) (accessed 17.09.2018).
11. Babakin B.S., Stefanchuk V.I., Kovtunov E.E. *Al'ternativnye khladagenty i servis kholodil'nykh sistem na ikh osnove* [Alternative refrigerants and servicing of refrigeration systems based on them]. Moscow, Kolos Publ., 2000. 160 p.
12. Martin J.J., Hou Y.C. Development of an equation of state for gases. *AIChE Journal*, 1955, vol. 1, no. 2, pp. 142–151.
13. Altunin V.V. Metod sostavleniya uravneniya sostoyaniya real'nogo gaza po ogranichenному количеству iskhodnykh opytnykh dannykh [The method of compiling the equation of state of a real gas from a limited number of initial experimental data]. *Teploenergetika – Thermal Engineering*, 1962, no. 3, pp. 72–78. (In Russian).
14. Perel'shtein I.I. *Issledovanie termodinamicheskikh svoystv kholodil'nykh agentov* [Investigation of the thermodynamic properties of refrigeration agents]. Moscow, Gosizdat Publ., 1962. 62 p.
15. Grigorieva O.K. *Kompleksnoe issledovanie PGU pyleugol'nykh TETs s gazovymi setevymi podogrevatelyami*. Diss. kand. tekhn. nauk [Complex research CCGT coal-fired thermal power station with gas network heaters. PhD eng. sci. diss.]. Novosibirsk, 2005. 124 p.
16. Frantseva A.A. *Optimizatsionnye issledovanie TES s gazosetevym podogrevatelem i freonovymi termotransformatorami*. Diss. kand. tekhn. nauk [Optimization studies of the heat and power plant with gaz-net heater and freon thermotransformers. PhD eng. sci. diss.]. Novosibirsk, 2015. 111 p.
17. Golubeva L.F., Grigorieva O.K., Frantseva A.A. *Primenenie freonovykh tekhnologii na teplovykh elektricheskikh stantsiyakh* [The application of Freon technologies at heat power stations]. *Nauchnyi vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta – Science bulletin of the Novosibirsk state technical university*, 2016, no. 4 (65), pp. 164–174. doi: 10.17212/1814-1196-2016-4-164-174.

Для цитирования:

Григорьева О.К., Францева А.А., Боруш О.В. Исследование технико-экономических показателей системы комбинированного теплоснабжения с фреоновыми термотрансформаторами // Научный вестник НГТУ. – 2018. – № 3 (72). – С. 145–156. – doi: 10.17212/1814-1196-2018-3-145-156.

For citation:

Grigorieva O.K., Frantseva A.A., Borush O.V. *Issledovanie tekhniko-ekonomicheskikh pokazatelei sistemy kombinirovannogo teplosnabzheniya s freonovymi termotransformatorami* [Study of technical and economic performance of the combined heat supply system with freon thermal transformers]. *Nauchnyi vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta – Science bulletin of the Novosibirsk state technical university*, 2018, no. 3 (72), pp. 145–156. doi: 10.17212/1814-1196-2018-3-145-156.