

УДК 621.577.42

*И.Д. Аникина, В.В. Сергеев*

## **ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОСИЛОВЫХ ТЭС**

*I.D. Anikina, V.V. Sergeev*

### **HEAT PUMPS' APPLICATION FOR ENERGY EFFICIENCY RISING OF STEAM-POWER HPP**

В статье рассмотрена возможность повышения энергоэффективности станции в отопительный период с использованием низкопотенциальной теплоты в схемах теплоснабжения на основе применения теплонасосных установок. Предлагается применять тепловые насосы в схемах оборотного водоснабжения для предварительного подогрева обратной сетевой воды перед подогревателями сетевой воды турбин и тем самым снижать нагрузку на пиковую водогрейную котельную.

ПАРОКОМПРЕССИОННЫЙ ТЕПЛОВОЙ НАСОС. ТЭС. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ. ПАРОСИЛОВАЯ УСТАНОВКА. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ.

This article deals with the possibility of the station energy efficiency rising during the heating season with use of low-potential heat in heat supply schemes related to heat pumps' application. Heat pumps' application is used for tempering of return heating-system water before boiler in water recycling system and thus the load on the peak water heating boiler will be reduced.

VAPOR-COMPRESSION HEAT PUMP. HPP. ENERGY EFFICIENCY. ENERGY SAVINGS. STEAM PLANT. EXPERIMENTAL ANALYSIS.

Согласно распоряжению правительства РФ от 13 ноября 2009 г. № 1715-р «Об утверждении Энергетической стратегии России на период до 2030 года» цель энергетической политики России — максимально эффективное использование природных энергетических ресурсов и потенциала энергетического сектора. Одним из инновационных решений для повышения энергоэффективности по направлению «Теплоснабжение» является создание комплекса технологического оборудования и разработка типовых технических решений по использованию тепловых насосов в системах теплоснабжения в крупных городах и городских образованиях. [1].

Важнейшей предпосылкой для широкомасштабного внедрения теплонасосных установок (ТНУ) в схему оборотного водоснабжения ТЭС служат достаточно большие объемы теплоты, выбрасываемые в градирнях (даже при минимальном пропуске пара в конденсатор). С помощью ТНУ можно передать большую часть этой сброс-

ной теплоты в теплосеть [3]. Соответственно, забрав часть низкопотенциального тепла у циркуляционной воды и повысив уровень этого тепла с помощью ТНУ, мы можем, например, осуществить подогрев обратной сетевой воды (ОСВ) перед подогревателями сетевой воды (ПСГ) турбины. Таким образом, с установкой теплового насоса достигаются следующие результаты:

1. Происходит предварительный подогрев ОСВ; тем самым можно уменьшить тепловую нагрузку пиковой водогрейной котельной (ПВК) и соответственно уменьшить расходы топлива на ТЭС.

2. При охлаждении циркуляционной воды улучшается вакуум в конденсаторе паровой турбины и уменьшается расход циркуляционной воды на ТЭС, а следовательно, снижаются затраты электроэнергии на циркуляционные насосы.

Но следует заметить, что эксплуатация теплового насоса на ТЭС выгодна далеко не всег-

да. Отбирая часть электроэнергии на привод компрессора ТНУ и производя большее количества тепла в часы максимальной электрической нагрузки, эксплуатация ТНУ чаще всего нерентабельна ввиду разницы цен на тепловую и электрическую энергию. Один из ключевых вопросов на пути широкомасштабного внедрения ТНУ связан с уровнем коэффициента преобразования электроэнергии (КПЭ) в ТНУ (отношение полезно отдаваемой теплоты теплопотребителю к энергии на привод компрессора). С технико-экономической точки зрения важны и значение действующих тарифов на электро- и теплоэнергию, а также величина капитальных и эксплуатационных затрат на ТНУ [3].

Для одной из ТЭЦ Санкт-Петербурга с паросиловым блоком мощностью 180 МВт был произведен расчет двух схем парокompрессионной ТНУ: схемы с регенеративным теплообменником (РТО) и схемы с РТО и переохладителем. Расчет производился для трех теплоносителей ТНУ — хладонов R290, R134a, R152a, считающихся полностью озонобезопасными. Расчет проводился для одного из характерных режимов работы станции в отопительный период: тем-

пература ОСВ перед конденсатором ТНУ равна 61 °С, а ее расход — 6100 т/ч, температура циркуляционной воды перед испарителем теплового насоса равна 15 °С. Температура подогрева в ТНУ принималась 4 °С, охлаждения циркуляционной воды — 3 °С. Такие цифры объясняются резким уменьшением КПЭ для выбранных рабочих тел с ростом разницы между температурой кипения хладона и температурой его конденсации. Реально достигаемые на практике разности температур составляют от 70 до 30 °С, при этом коэффициент преобразования изменяется соответственно от 2,0 до 5,0 [2]. Эти данные приведены для простейших схем ТНУ без РТО и переохладителя, однако они наглядно отображают зависимость КПЭ от разности температур. Для расчетов перепады температуры на выходе из теплообменников — испарителя, конденсатора и переохладителя — принимались равными 5 °С. Соответственно разница между температурой кипения и конденсации хладона для рассчитываемых схем достигает 63 °С, поэтому дальнейшее увеличение температуры подогрева воды приведет к неизбежному снижению КПЭ. Результаты расчетов схем ТНУ представлены в таблице.

**Показатели энергетической эффективности рассчитанных вариантов**

Название показателя	Значения показателя для двух типов ТНУ и трех видов хладонов					
	Парокompрессионная ТНУ с РТО			Парокompрессионная ТНУ с РТО и переохладителем		
	R290	R134a	R152a	R290	R134a	R152a
Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тн}$ , кДж/кг	281,82	148,06	266,34	288,75	152,81	271,85
Удельная энергия, потребляемая электродвигателем $W$ , кДж/кг	114,36	58,74	97,26	114,36	58,74	97,26
Степень сжатия в компрессоре $\varepsilon$	4,098	5,105	5,065	4,098	5,105	5,065
Коэффициент преобразования теплоты $\mu$	3,243	3,317	3,603	3,322	3,423	3,678
Коэффициент преобразования электроэнергии $\mu_e$	2,464	2,521	2,738	2,525	2,602	2,795
Удельный расход первичной энергии ПЭ	1,014	0,992	0,913	0,99	0,961	0,894
Эксергетический КПД $\eta_e$	0,4451	0,4538	0,4872	0,4598	0,4695	0,4998

Удельная тепловая нагрузка теплового насоса  $q_{тн}$  характеризует расход фреона, а значит, влияет на стоимость компрессора и теплообменников. Степень сжатия в компрессоре определяет его стоимость. Коэффициент преобразования энергии и удельный расход первичной энергии характеризуют экономичность работы теплового насоса. Эксергетический КПД показывает термодинамическое совершенство процессов в тепловом насосе. Таким образом, наилучший вариант схемы выбирался с наибольшим коэффициентом преобразования электроэнергии. Для вариантов с близким коэффициентом преобразования энергии наилучшим будет тот, который обеспечивает наименьшую степень сжатия при наибольших эксергетическом КПД и удельной тепловой нагрузке [4].

Проанализировав все расчеты, можно сделать вывод, что схема парокомпрессионного ТНУ с регенерацией теплоты и переохладителем (рис. 1) при работе на хладоне R152a наиболее оптимальна. Результаты объясняются тем, что

введение переохладителя в схему ТНУ с РТО дает увеличение удельной теплопроизводительности, так как рабочее вещество перед дросселированием переохлаждено до минимально возможной температуры.

На рис. 2 изображен цикл выбранной установки в координатах  $lgp-h$  и координатах  $T-S$ . Процесс  $4-1$  соответствует испарению рабочего тела в трубном пространстве испарителя; процесс  $1-1a$  — перегреву рабочего тела в РТО; процесс  $1a-2$  — сжатию паров рабочего тела в компрессоре; процесс  $2-3$  — охлаждению и конденсации рабочего тела в межтрубном пространстве конденсатора; процессы  $3-3a$  и  $3a-3б$  — переохлаждению рабочего тела в переохладителе и РТО; процесс  $3-4$  — дросселированию рабочего тела до давления в испарителе.

Для выбранной схемы были рассчитаны тепловая нагрузка в узлах установки и эксергетический баланс теплонасосной установки по методике П.А. Трубаева и Б.М. Гришко [4].

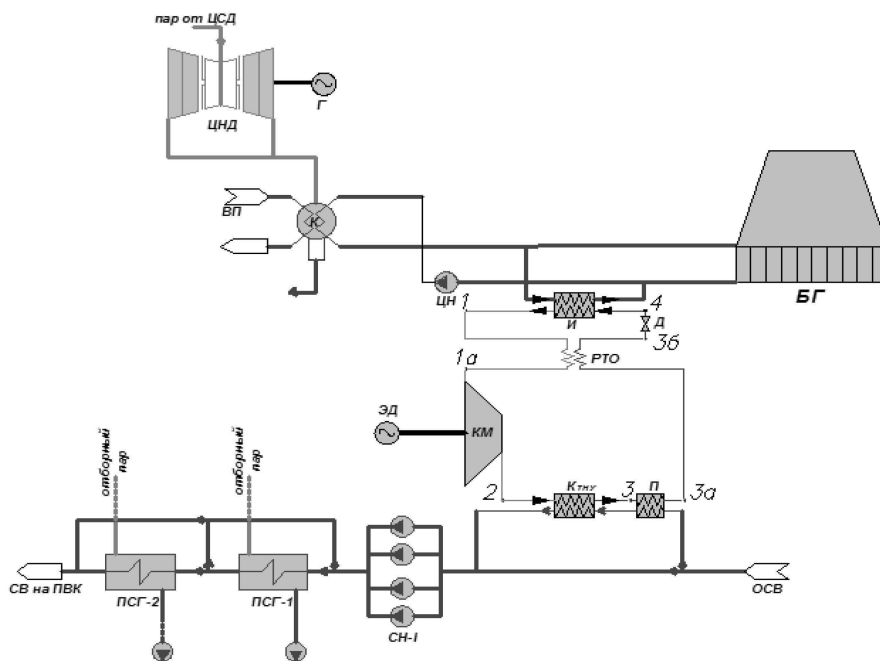
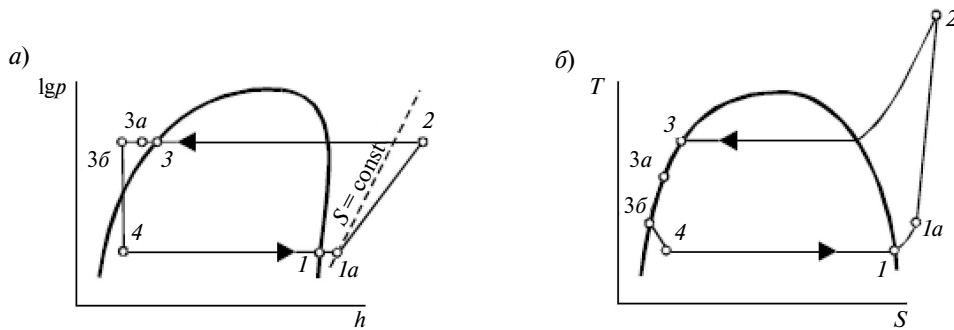


Рис. 1. Теплонасосная установка с регенеративным теплообменником и переохладителем в схеме обратного водоснабжения ТЭЦ:

ЦНД — цилиндр низкого давления; Г — генератор электроэнергии; К — конденсатор турбины; ВП — встроенный пучок конденсатора; ЦН — циркуляционный насос; БГ — башенная градирня; И — испаритель ТНУ; РТО — регенеративный теплообменник ТНУ; КМ — компрессор ТНУ; ЭД — электродвигатель ТНУ; К<sub>тну</sub> — конденсатор ТНУ; П — переохладитель; Д — дроссельный вентиль ТНУ; ОСВ — обратная сетевая вода; СН-1 — сетевые насосы первого подъема; ПСГ-1 — паросетевой генератор №1; ПСГ-2 — паросетевой генератор №2


 Рис. 2. Циклы ТНУ: а) в координатах  $\lg p-h$ ; б) в координатах  $T-S$ 

Тепловое совершенство реального цикла теплового насоса обусловлено внутренней и внешней необратимостью термодинамических процессов. Основным источником внутренней необратимости являются процессы сжатия рабочего тела в компрессоре и процесс дросселирования. На значение данного вида потерь оказывают влияние параметры процесса, конструкция аппаратов, реализующих эти процессы, вид рабочего тела, мощность установки и ряд других факторов. Внешняя необратимость реального теплового насоса обусловлена наличием конечной разницы температур между теплоносителями в испарителе и конденсаторе, а также неизбежным переохлаждением рабочего тела в конденсаторе [5].

Тепловая нагрузка теплонасосной установки  $Q_{ТН}$ , Вт или кВт, — это количество теплоты, получаемой в установке горячим теплоносителем. Тепловая нагрузка определялась по заданному расходу теплоносителя и его температуре:  $Q_{ТН} = 8011,77$ , кВт.

Массовый расход рабочего тела  $G_{ха}$ , кг/с, был определен по тепловой нагрузке установки (количество теплоты, получаемой горячим теплоносителем) и удельной тепловой нагрузке  $G_{ха} = 29,47$  кг/с.

Полная нагрузка узлов теплового насоса составила:

в компрессоре —  $N = 2866,37$ , кВт;  
 в испарителе —  $Q_{и} = 5833,33$ , кВт;  
 в конденсаторе —  $Q_{к} = 7849,38$ , кВт;  
 в переохладителе —  $Q_{по} = 162,89$ , кВт;  
 в промежуточном теплообменнике —  $Q_{пто} = 156,20$ , кВт;

Оценка эффективности работы узлов теплового насоса производилась на основании эксергетического расчета.

Удельные эксергетические потери в компрессоре делятся на два вида:

внешние эксергетические потери в компрессоре и электродвигателе, вызванные механическим трением, —  $\Delta e_{км\ внешне} = 23,34$ , кДж/кг.

внутренние эксергетические потери в компрессоре, вызванные необратимостью процесса сжатия хладагента, —  $\Delta e_{км\ внутр} = 12,40$ , кДж/кг.

Эксергетические потери в теплообменниках определялись разностью эксергии хладагента и эксергии, подведенной или отобранной у теплоносителя:

эксергетические потери в испарителе —  $\Delta e_{и} = 2,25$ , кДж/кг;

эксергетические потери в конденсаторе —  $\Delta e_{к} = 5,8$ , кДж/кг;

эксергетические потери в переохладителе —  $\Delta e_{по} = 0,21$ , кДж/кг.

Эксергетические потери в промежуточном теплообменнике были определены по разности эксергии, отданной горячим фреоном, и эксергии, полученной холодным фреоном, —  $\Delta e_{пто} = 0,877$ , кДж/кг;

эксергетические потери в дросселе —  $\Delta e_{д} = 9,81$ , кДж/кг.

В итоге суммарные эксергетические потери в тепловом насосе равны  $\sum \Delta e = 54,70$ , кДж/кг.

Для оценки эксергетических потерь в узлах теплового насоса была построена диаграмма (рис. 3), на которой в масштабе изображены потоки эксергии.

Из диаграммы видно, что максимальные потери — это внешние эксергетические потери ( $\Delta e_{км\ внешне}$ ) в компрессоре и электродвигателе, вызванные механическим трением, внутренние эксергетические потери в компрессоре ( $\Delta e_{км\ внутр}$ ),

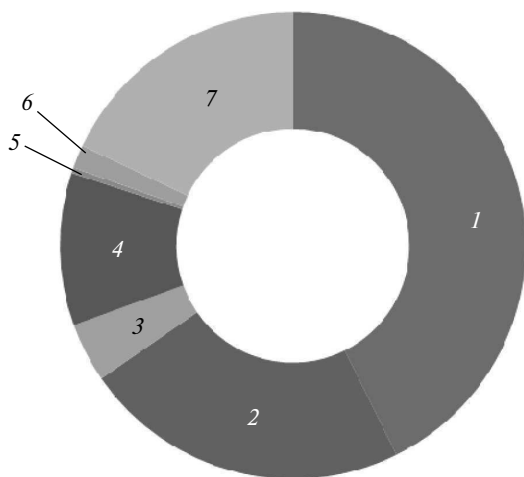


Рис. 3. Эксергетический баланс теплового насоса в изображении на круговой диаграмме:

1 —  $\Delta e_{\text{км внеш}}$ ; 2 —  $\Delta e_{\text{км внутр}}$ ; 3 —  $\Delta e_{\text{и}}$ ; 4 —  $\Delta e_{\text{к}}$ ;  
5 —  $\Delta e_{\text{по}}$ ; 6 —  $\Delta e_{\text{пто}}$ ; 7 —  $\Delta e_{\text{д}}$

вызванные необратимостью процесса сжатия рабочего тела, и эксергетические потери в дросселе ( $\Delta e_{\text{д}}$ ). К сожалению, в нашем примере значительно уменьшить эти потери не представляется возможным, поскольку так или иначе они обусловлены значительной разностью между температурой кипения и температурой конденсации рабочего тела, которые в свою очередь зависят от режима работы станции. Значительно меньше потери эксергии в испарителе ( $\Delta e_{\text{и}}$ ) и в конденсаторе ( $\Delta e_{\text{к}}$ ), а потери в переохладителе ( $\Delta e_{\text{по}}$ ) и в промежуточном теплообменнике ( $\Delta e_{\text{пто}}$ ) практически не оказывают влияние на общий эксергетический баланс.

Для выбранной схемы был произведен расчет ее эффективности при работе на станции для зимнего режима. Для этого в пакете United Cycle — новой версии САПР «Тепловая схема ПГУ», предназначенной для решения задач определения наилучших структуры и состава оборудования теплоэнергетического объекта и расчета стационарных эксплуатационных режимов работы, — были построены математическая модель станции ТЭЦ без установки теплового насоса и математическая модель с тепловым насосом перед ПСГ блока. В результате было установлено, что охлаждение циркуляционной воды на 3 °С позволяет уменьшить ее расход с 14000 до 7000 т/ч, при этом затраты на привод циркуляционного насоса уменьшаются с 2,9 до 1,63 МВт·ч. Расход газа на ПВК при этом сократился с 17,74 до 16,37 тыс. нм<sup>3</sup>/ч. Затраты электроэнергии на ТНУ составили при этом 4,38 МВт·ч

Если мы примем число часов работы ТНУ в составе паросиловой установки ТЭЦ равным 700 часов в год (при условии работы станции в данном режиме), тогда:

экономия расхода условного топлива будет составлять 1458,8 т у.т./год (при работе на газе это составляет около 1277 тыс. м<sup>3</sup>); при существующих тарифах на газ эта экономия будет более 3,9 млн руб. в год;

отпуск электроэнергии потребителям со станции уменьшится на 2387 МВт; при средневзвешенной нерегулируемой цене на электрическую энергию на оптовом рынке в ночное время 681 руб./МВт это составит около 1,63 млн руб.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Распоряжение правительства РФ от 13 ноября 2009 г. N 1715-р «Об утверждении Энергетической стратегии России на период до 2030 года» [Текст] / Собрание законодательства РФ. — 10.10.2011, № 41 (ч. II);
2. Горшков, В.Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор [Текст] / В.Г. Горшков. — Справочник промышленного оборудования ВВТ. — 2004. — №2. — С. 47–80.
3. Девянин, Д.Н. Разработка и испытание на ТЭЦ-28 ОАО «Мосэнерго» лабораторного стенда по апро-

- бации схем использования тепловых насосных установок в энергетике [Электрон. ресурс] / Д.Н. Девянин, Ю.Н. Соколов // ЭСКО Электронный журнал энергосервисной компании «Экологический системы». — 2007. №10.
4. Трубаев, П.А. Тепловые насосы [Текст]: Учеб. пособие / П.А. Трубаев, Б.М. Гришко. — Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. — 142 с.
5. Мааке, В. Учебник по холодильной технике [Текст] / В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен. — М.: Изд-во МГУ, 1998. — 1142 с.

## REFERENCES

1. **Order No.1715-r Dated November 13nd 2009** «On approval of Russian energy strategy for the period up to 2030 »// «Consolidated Legislation of the Russian Federation», 10.10.2011;№41(partII);
2. **Gorshkov V.G.** Heat pumps. Analytical Review тт [Text] // The directory of industrial equipment VVT.— 2004.— №2. P. 47–80.
3. **Derevianin D.N., Socolov J.N.** The development and testing at TEC-28 ОАО «Mosenergo» laboratory bench testing schemes by the use of heat pumps in the energy [Электрон. ресурс] // ESCO Electronic Journal of Energy Service Company «Ekologicheskie sistemy».— 2007.— №10.
4. **Trubaev P.A., Grishko B.M.** Heat pumps [Text].— Belgorod: BSTU named after Shukhov Publishing house, 2009.— 142p.
5. **Maake V., Ekkert G.-U., Koshpen J.-L.** Refrigerating engineering textbook [Text].— Moscow: MSU Publishing house, 1998.—1142 p.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

**СЕРГЕЕВ Виталий Владимирович** — доктор технических наук профессор кафедры атомной и тепловой энергетики Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: sergeev\_vitaly@mail.ru

**SERGEEV Vitaly V.** — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: sergeev\_vitaly@mail.ru

**АНИКИНА Ирина Дмитриевна** — аспирант Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: ia.88@mail.ru

**ANIKINA Irina D.** - St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: ia.88@mail.ru