

УДК 621.577

## ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОЙ ЭНЕРГИИ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ СИСТЕМ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ТЕПЛОНАСОСНЫМИ УСТАНОВКАМИ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТИПА

**А. В. ОВСЯННИК, Д. С. ТРОШЕВ**

*Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого»,  
Республика Беларусь*

### **Введение**

Как показывает анализ тепловых ВЭР промышленных предприятий, оборотная вода является одним из основных источников тепловых ВЭР низкого потенциала. Рассматриваемое решение заключается в установке ТНУ типа «вода–вода» для утилизации тепла системы оборотного водоснабжения, которое на данный момент удаляется с помощью градирен, с последующим использованием для системы отопления предприятия в зимний период и(или) нагрева воды для горячего водоснабжения (ГВС) круглый год.

Целью работы является оценка энергетической эффективности применения тепловых насосов парокомпрессионного типа для утилизации низкопотенциальной теплоты оборотной воды для дальнейшего использования данного тепла на нужды отопления, вентиляции или ГВС. Работа соответствует тематике энергосбережения и экономии ТЭР в рамках Республиканской программы энергосбережения на 2011–2015 годы [1].

### **1. Парокомпрессионный тепловой насос (ПТН) для обеспечения нагрузки ГВС**

Установка теплового насоса для покрытия нагрузки ГВС является наиболее целесообразным вариантом утилизации теплоты оборотной воды, так как данный вид нагрузки является круглогодичным, что повышает число часов использования оборудования, а также при утилизации теплоты создается небольшой перепад температур (15/45 °С), что повышает коэффициент преобразования. Кроме того, данное мероприятие требует минимальных капиталовложений по сравнению с другими способами.

В зависимости от соотношения нагрузки ГВС и мощности, вырабатываемой ПТН, возможны 2 схемы использования тепловых насосов:

- 1) нагрузка ГВС больше или равна вырабатываемой мощности;
- 2) нагрузка ГВС меньше вырабатываемой мощности.

Для всех вариантов требуется установка бака-аккумулятора ГВС, так как выход тепловых ВЭР для печей и компрессоров носит периодический характер, а график потребления горячей воды имеет пики во время окончания работы и в обеденный перерыв.

Одним из важнейших требований к работе технологических агрегатов, охлаждаемых водой, является постоянство протока охлаждающей воды. Для обеспечения надежности охлаждения установок необходимо либо параллельно к тепловому насосу устанавливать градирни, что ведет к значительному увеличению капиталовложений, либо устанавливать блок тепловых насосов, чтобы при выходе из строя одного из них остальные смогли охладить воду до требуемого значения. При этом необходимо ре-

шать задачу обеспечения постоянства потребления вырабатываемой тепловой нагрузки, так как при исчезновении нагрузки ГВС тепловому насосу некуда будет сбрасывать излишки теплоты. Это следует учитывать при проектировании новых схем охлаждения оборотной воды. Если на предприятии уже функционирует система оборотного водоснабжения с охладителями, то задача упрощается, так как данная система резервирует ПТН и обеспечивает надежность охлаждения установок. Кроме того, ПТН и охладители могут работать параллельно при недостаточной нагрузке ГВС.

**Нагрузка ГВС больше или равна вырабатываемой мощности (рис. 1)**

В этом варианте необходим дополнительный источник теплоты для догрева горячей воды до требуемой температуры. Выбор источника теплоты зависит от подведенных коммуникаций и должен сопровождаться технико-экономическим обоснованием.

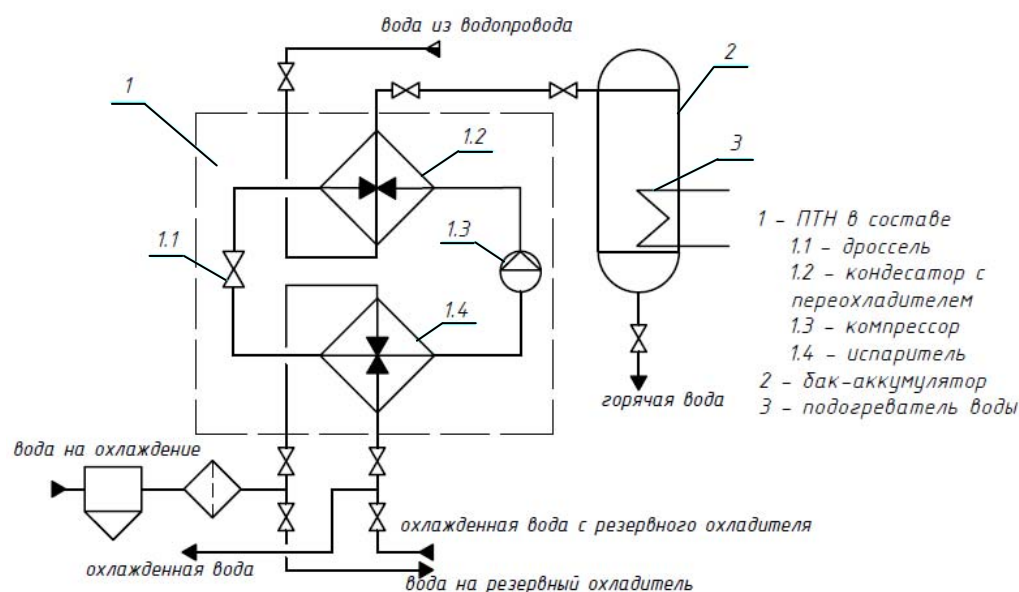


Рис. 1. Схема включения теплового насоса в систему оборотного водоснабжения при нагрузке ГВС больше вырабатываемой мощности

При наличии в здании газопровода, возможности установки газового нагревателя с энергетической точки зрения наиболее выгодным является установка газового нагревателя ГВС. При этом следует учесть следующие сложности в процессе проектирования, монтажа и эксплуатации:

- получение разрешения на установку газового прибора проблематично, так как предприятиям постоянно снижают лимиты потребления газа;
- выполнение требований пожарной безопасности (помещение, в котором устанавливается нагреватель, становится пожаро- и взрывоопасным);
- требуют повышенного внимания обслуживающего персонала.

При наличии топочной или близко расположенной котельной с ранее установленными котлами для ГВС возможно использовать их для догрева воды.

Наиболее простой и требующей минимальных капиталовложений является схема с электрическим подогревателем. Однако с энергетической точки зрения этот вариант имеет самую низкую эффективность, так как для получения электроэнергии в Беларуси используют природный газ, а КПД выработки электроэнергии на Луцкой ГРЭС – менее 40 %, кроме того, 10,5 % электроэнергии теряется при транспортировке. Данную схему можно рекомендовать при невозможности использования предыдущих схем.

### Нагрузка ГВС меньше вырабатываемой мощности (рис. 2)

В данном случае тепловые насосы будут работать последовательно с градирнями. Данное включение сможет повысить коэффициент преобразования, так как повышается температура холодного источника теплоты. В случае остановки ПТН градирни должны обеспечивать необходимое охлаждение воды.

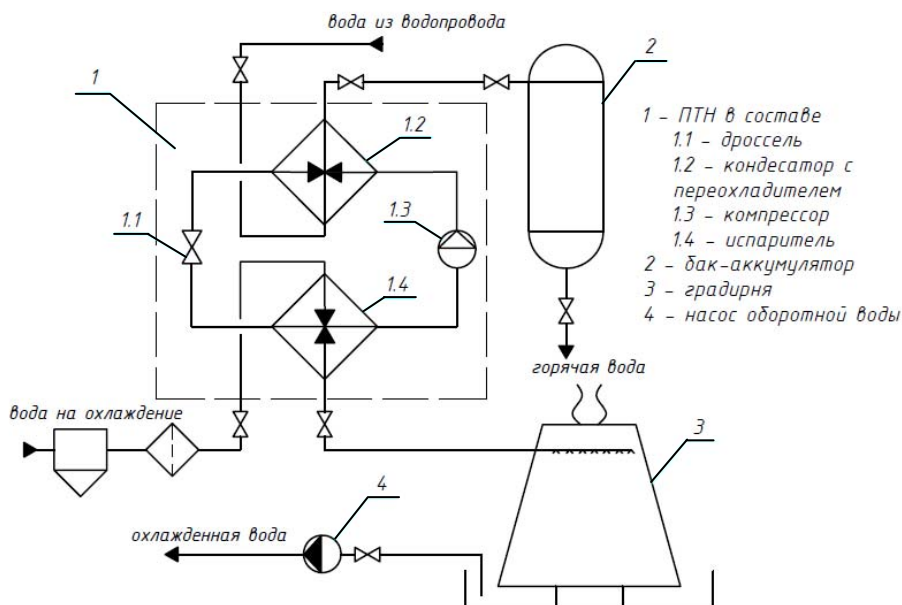


Рис. 2. Схема включения теплового насоса в систему оборотного водоснабжения при нагрузке ГВС меньше вырабатываемой мощности

### Расчет эффективности от установки теплового насоса взамен градирни

Исходные данные:

- температура холодной воды:  $t'_{гв} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
- температура горячей воды:  $t''_{гв} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура охлаждаемой воды на входе в ПТН:  $t'_{ог} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура охлаждаемой воды на выходе из ПТН:  $t''_{ог} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- холодопроизводительность:  $Q_0 = 800 \text{ кВт}$ ;
- хладагент R134a.

Определяем температуры кипения и конденсации хладагента:

$$t_k = t'_{гв} + (5 \div 10) = 45 + 5 = 50 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (1)$$

$$t_0 = t''_{ог} + (2 \div 4) = 17,5 - 4 = 13,5 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2)$$

Принимаем перегрев хладагента –  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  вне испарителя, а переохлаждение –  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  в переохладителе.

Определяем энтальпии характерных точек:

$$h_1 = 405 \text{ кДж/кг}; h_2 = 430 \text{ кДж/кг}; h_3 = h_4 = 248 \text{ кДж/кг}. \quad (3)$$

Определяем удельные характеристики цикла:

а) работа компрессора:

$$l_k = h_2 - h_1 = 430 - 405 = 25 \text{ кДж/кг}; \quad (4)$$

б) теплота, полученная в конденсаторе:

$$q_k = h_2 - h_3 = 430 - 248 = 192 \text{ кДж/кг}; \quad (5)$$

в) теплота, забранная в испарителе:

$$q_0 = h_1 - h_3 = 405 - 248 = 157 \text{ кДж/кг}; \quad (6)$$

г) теоретический коэффициент преобразования теплоты:

$$\mu_{\text{птн}} = \frac{q_k}{l_k} = \frac{192}{25} = 7,68; \quad (7)$$

д) с учетом потерь в компрессоре действительный коэффициент преобразования теплоты:

$$\mu_{\text{птн}}^{\text{д}} = \mu_{\text{птн}}^{\text{т}} \eta_i = 7,68 \cdot 0,78 = 5,99. \quad (8)$$

Массовый расход хладагента:

$$m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{800}{157} = 5,1 \text{ кг/с}. \quad (9)$$

Тепловая мощность конденсатора:

$$Q_k = q_k m = 192 \cdot 5,1 = 978 \text{ кВт}. \quad (10)$$

Потребляемая мощность компрессора:

$$N_k = Q_k / \mu_{\text{птн}}^{\text{д}} = 978 / 5,99 = 163 \text{ кВт}. \quad (11)$$

При наличии бака-аккумулятора ГВС, который сглаживает колебания нагрузки, и односменном режиме работы годовая выработка тепловой энергии составит:

$$\Delta Q_{\text{год}} = Q_k \tau_{\text{год}} = 978 \cdot 2015 = 1971 \text{ тыс. кВт} \cdot \text{ч} = 1695 \text{ Гкал}. \quad (12)$$

Годовое потребление электроэнергии на привод компрессора:

$$\Delta W_{\text{год}} = N_k \tau_{\text{год}} = 163 \cdot 2015 = 328 \text{ тыс. кВт} \cdot \text{ч}. \quad (13)$$

Годовая экономия условного топлива:

$$\Delta B_{\text{год}} = \Delta Q_{\text{год}} \cdot 0,175 - \Delta W_{\text{год}} \cdot 0,28 = 1695 \cdot 0,175 - 328 \cdot 0,28 = 204,8 \text{ т у. т.} \quad (14)$$

Годовой экономический эффект:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \Delta B_{\text{год}} C_{\text{у.т}} = 204,8 \cdot 250 = 51200 \text{ у. е.} \quad (15)$$

Простой срок окупаемости проекта:

$$T = K / \mathcal{E}_{\text{год}} = 219000 / 51200 = 4,3 \text{ года}, \quad (16)$$

где  $K$  – капиталовложения в мероприятие.

## 2. ПТН для обеспечения нагрузки отопления и вентиляции

При использовании теплоты оборотной воды в ПТН для обеспечения нагрузки отопления возможны следующие схемы включения ПТН в зависимости от соотношения отопительной нагрузки и количества произведенного тепла:

1) вырабатываемая мощность меньше отопительной нагрузки (рис. 3):

– тепловой насос обеспечивает полностью потребность в тепле до некоторой минимальной температуры наружного воздуха, после которого включается подогреватель, который обеспечивает догрев теплоносителя. До этой минимальной температуры ПТН работает параллельно с градирней, так как нагрузка отопления не обеспечивает полное охлаждение воды (рис. 3). При этом утилизируется максимальное количество теплоты, однако, так как период стояния низких температур невелик, то такая схема может быть экономически нецелесообразна (приводит к завышению установленной мощности);

– тепловой насос обеспечивает полностью потребность в тепле до некоторой экономически целесообразной температуры наружного воздуха (которая определяется по минимуму приведенных затрат), после которого включается подогреватель, который обеспечивает догрев теплоносителя;

2) вырабатываемая мощность больше или равна отопительной нагрузке (рис. 4). В данном случае ПТН может полностью обеспечить потребность в тепле системы отопления, однако, так как период стояния низких температур невелик, то такая схема может быть экономически нецелесообразна (приводит к завышению установленной мощности). Излишки теплоты сбрасываются на градирню. Кроме того, следует учитывать снижение расхода теплоты на охлаждение технологических агрегатов в зимнее время, что может серьезно повлиять на условия выбора мощности теплового насоса, в особенности в условиях отсутствия отопления цеха.

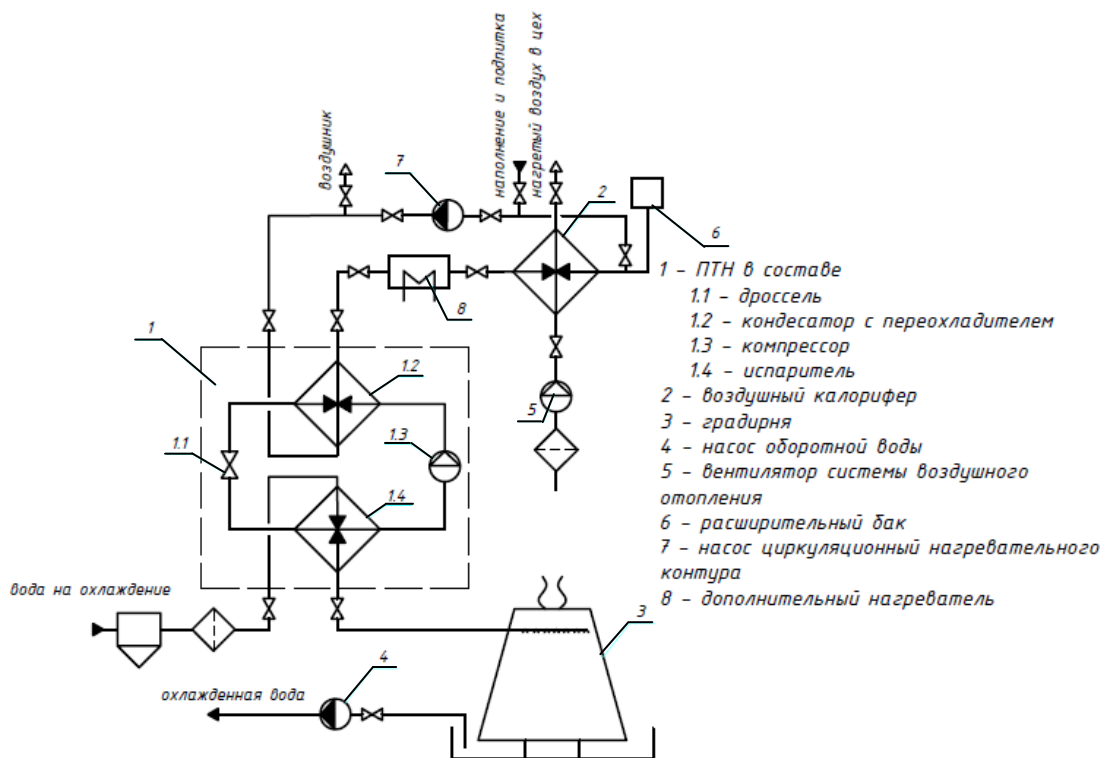


Рис. 3. Схема включения теплового насоса в систему воздушного отопления при нагрузке отопления больше вырабатываемой мощности

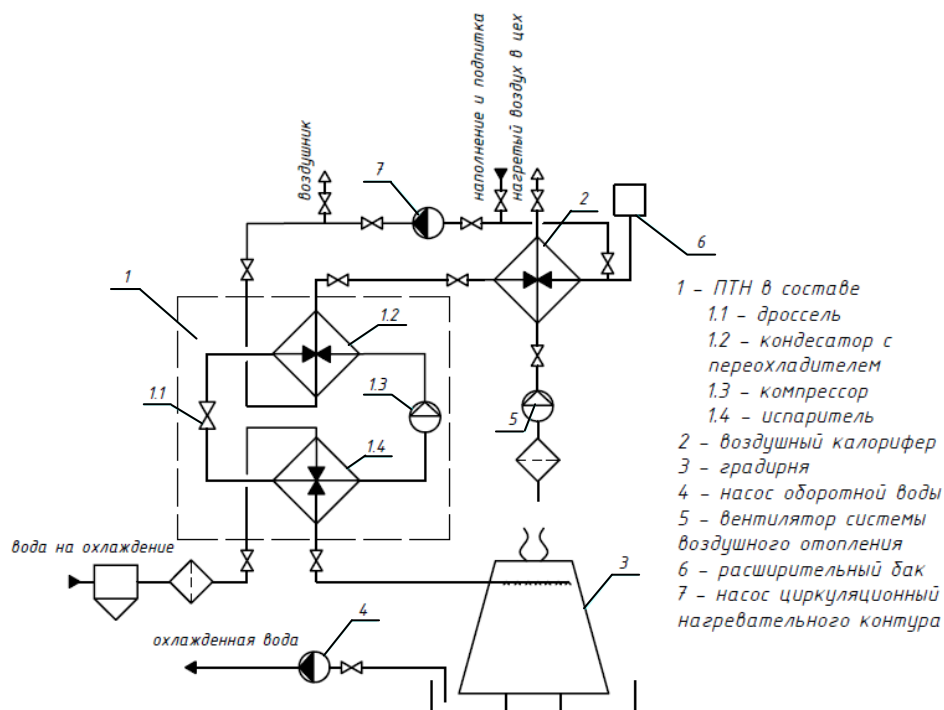


Рис. 4. Схема включения теплового насоса в систему воздушного отопления при нагрузке отопления меньше вырабатываемой мощности

Для обеспечения энергетически и экономически целесообразных режимов работы тепловых насосов в качестве источника теплоты на отопление и вентиляцию следует использовать низкотемпературные способы отопления. Для промышленных предприятий таким способом является система воздушного отопления цехов, что позволяет, во первых, быстро повысить температуру внутри рабочей зоны, а во вторых – отапливать зоны, где находятся рабочие. При воздушном отоплении температура воздуха не превышает  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что позволяет подогревать его в калориферах с температурой теплоносителя  $35\text{--}45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для ПТН это означает повышение коэффициента преобразования (КОП) и, как следствие, увеличение энергетической эффективности. Регулирование количества теплоты осуществляется регулированием частоты вращения ПТН и подачи вентилятора.

### Определение оптимальной мощности ПТН

Рассмотрим случай, когда суммарного объема теплоты, который можно получить при охлаждении оборотной воды в ПТН, достаточно, чтобы полностью удовлетворить потребность в отоплении.

Регулировка отпуска теплоты осуществляется при помощи инвенторных двигателей, а температуры низкопотенциального и высокопотенциального источника теплоты одинаковы, как для обеспечения работы воздушного отопления, так и для ГВС.

Исходные данные для расчета:

- город установки: Гомель;
- стоимость 1 кВт установленной мощности – 220 у. е.;
- реальный КОП – 5,99;
- отопительная нагрузка – 1000 кВт.

Согласно СНБ 2.04.02–2000 [5], выбираем продолжительность стояния наружных температур для Гомеля. Определяем тепловую нагрузку отопления для каждого значения температур, кВт:

$$Q_{от} = Q'_{от} \frac{t_{вн} - t_{нар}}{t_{вн} - t_{н.о}}, \quad (16)$$

где  $Q'_{от}$  – максимальная нагрузка отопления, кВт;  $t_{вн}$  – температура внутри помещения, °С;  $t_{нар}$  – температура наружного воздуха, °С;  $t_{н.о}$  – расчетная температура наружного воздуха для отопления, °С.

Определяем потребляемую электрическую мощность для каждого значения температур, кВт:

$$N = Q_{от} / \mu_{пгн}^д. \quad (17)$$

Далее по формулам (11)–(13) определим экономию тепловой энергии, потребление электроэнергии на привод компрессора и экономию условного топлива для каждого периода.

Для каждого значения температуры, на которую рассчитывается тепловой насос, вычисляем экономический эффект, капиталозатраты на сооружение и срок окупаемости (по формулам (14)–(15)). Результаты занесем в таблицу.

#### Расчет зависимости срока окупаемости внедрения ПТН от расчетной температуры наружного воздуха на отопление

Расчетная температура, °С	Установленная мощность ПТН, кВт (по тепловой энергии)	Годовая экономия условного топлива, т у. т.	Экономический эффект, у. е.	Капиталовложения, у. е.	Срок окупаемости, лет
-24	1000,0	198,7	49679,7	220000,0	4,43
-23	974,4	199,5	49877,1	214359,0	4,30
-21	923,1	199,3	49830,5	203076,9	4,08
-19	871,8	199,0	49744,1	191794,9	3,86
-17	820,5	198,4	49607,1	180512,8	3,64
-15	769,2	197,6	49391,6	169230,8	3,43
-13	717,9	196,3	49068,3	157948,7	3,22
-11	666,7	194,5	48613,4	146666,7	3,02
-9	615,4	191,9	47969,6	135384,6	2,82
-7	564,1	188,3	47075,7	124102,6	2,64
-5	512,8	189,4	47338,4	112820,5	2,38
-3	461,5	176,7	44163,9	101538,5	2,30
-1	410,3	167,8	41942,5	90256,4	2,15
1	359,0	155,7	38936,2	78974,4	2,03
3	307,7	143,9	35984,8	67692,3	1,88
5	256,4	119,7	29934,8	56410,3	1,88
7	205,1	97,8	24438,4	45128,2	1,85

#### Заключение

Так как срок окупаемости установки ПТН для обеспечения нагрузки ГВС – менее 5 лет, то данное мероприятие является экономически целесообразным. А учитывая, что срок службы ПТН составляет не менее 15 лет, то его установка принесет

значительную экономию денежных средств предприятия. При двухсменном режиме работы срок окупаемости сокращается до 2,2 лет. При этом стоимость 1 кВт установленной мощности для крупных тепловых насосов (с учетом проектирования, монтажа и наладки) составляет около 220 у. е. [4], а годовая экономия условного топлива составляет около 205 кг у. т./кВт, что позволяет судить о применимости выводов для всего ряда ПТН большой мощности.

Согласно полученным результатам, можно сделать следующий вывод: ПТН большой мощности при использовании его для подогрева воздуха в воздушной системе отопления для г. Гомеля энергетически целесообразно использовать для покрытия лишь базовой части нагрузки. Однако, так как во всем диапазоне температур сроки окупаемости – менее 5 лет, то ПТН можно выбирать по максимальной нагрузке.

### Литература

1. Республиканская программа энергосбережения на 2011–2015 годы : утв. постановлением Совета Министров Респ. Беларусь от 24 дек. 2010 г. № 1882.
2. Проценко, В. П. Коэффициент преобразования парокompрессионных тепловых насосов / В. П. Проценко, В. А. Радченко // Теплоэнергетика. – 1998. – № 8. – С. 32–42.
3. Об утверждении государственной статистической отчетности по формам 4-сн, 11-сн и приложений 1, 2, 3 к ней : Приказ М-ва статистики и анализа Респ. Беларусь от 21 дек. 1999 г. № 281. – 2006. – Режим доступа: <http://arc.pravoby.info/documentd/part3/aktd3567.htm>. – Дата доступа: 03.09.2013.
4. Тепловые насосы и теплонасосные установки производства Санкт-Петербургского филиала ОАО «Радиотехнический институт имени А. Л. Минца». – Режим доступа: <http://www.proteplonasos.ru/nt-400.html>. – Дата доступа: 15.09.2014.
5. Строительная климатология : СНБ 2.04.02–2000. – Изменение № 1 ; введ. 01.07.07. – Минск : М-во архитектуры и стр-ва Респ. Беларусь, 2007. – 35 с.

*Получено 30.09.2015 г.*