

Частина IV. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ

УДК 622.481:621.57

В.И. Самуся, д-р техн. наук, Ю.И. Оксень, канд. техн. наук, Ю.А. Комиссаров

(Украина, Днепропетровск, Государственное ВУЗ «Национальный горный университет»),

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ, КОМПЛЕКСНО ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ТЕПЛО ИСХОДЯЩЕЙ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СТРУИ И СТОЧНЫХ ВОД

Постановка проблемы. Дефицит топливных ресурсов, ухудшение экологического состояния окружающей среды обуславливает развитие энергосберегающих технологий, в том числе технологий использования геотермального тепла, вторичного и бросового тепла промышленных предприятий. На горных предприятиях мощными носителями геотермального тепла являются шахтная вода и исходящая вентиляционная струя. Температура этих источников, однако, невысока (обычно до 20 - 25°C), поэтому, чтобы использовать отбираемое от них тепло для теплоснабжения шахт, необходимо повысить его потенциал с помощью тепловых насосов. Такие технологии уже начинают применяться на шахтах. Так, на шахте «Благodatная» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» в 2010 году введена в эксплуатацию первая в Украине теплонасосная установка, использующая тепло шахтной воды. Повысить эффективность теплонасосных технологий можно за счет использования дополнительных источников низкопотенциального тепла, имеющих более высокую температуру. Привлекательно выглядит, например, использование тепла сточных вод бань, температура которых составляет 30 - 32°C.

В связи с этим, *целью* настоящего исследования является оценка энергетической эффективности теплонасосной установки, комплексно использующей тепло исходящей вентиляционной струи и сточных вод бань.

Схема теплонасосной установки (ТНУ), использующей низкопотенциальное тепло только исходящей вентиляционной струи, приведена на рис. 1. Условно назовем эту схему схемой А.

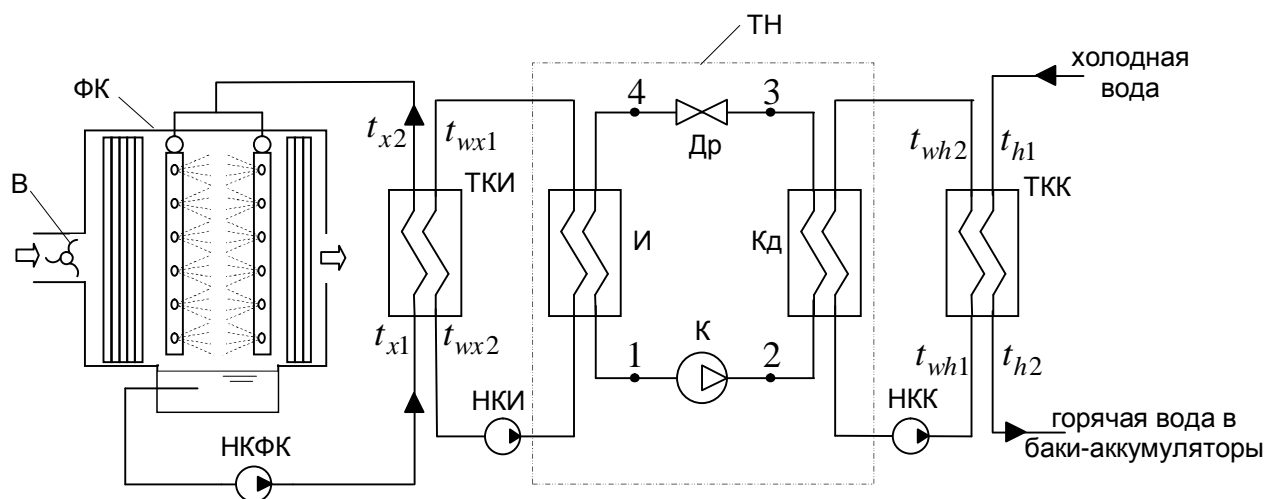


Рис. 1. Схема ТНУ, использующая тепло исходящей вентиляционной струи:

В – вентилятор; ФК – форсуночная камера; ТКИ – теплообменник контура испарителя;

ТН – тепловой насос; ТКК – теплообменник контура конденсатора; К – компрессор;

И – испаритель; Кд – конденсатор; Др – дроссель;

НКФК, НКИ и НКК – насосы контуров форсуночных камер, испарителя и конденсатора

Схема ТНУ, комплексно использующей тепло вентиляционной струи и сточных вод бани (схема Б) будет отличаться от приведенной на рис. 1 наличием дополнительного узла предварительного подогрева чистой холодной воды теплыми сточными водами, схематично изображенного на рис. 2.

В этих схемах для отбора тепла от вентиляционной струи применены форсуночные камеры. Исходящий из шахты воздух отбирается из диффузора главной вентиляционной установки с помощью специального вентилятора и по специальному каналу подается к форсуночным камерам. Выбор форсуночных камер обусловлен следующими достоинствами: отсутствие термического сопротивления стенки, разделяющей теплоносителя; большая поверхность контакта разбрызгиваемой воды с воздухом; возрастание интенсивности теплообмена за счет массообменных процессов – испарения воды и конденсации водяного пара; малое аэродинамическое сопротивление (до 200 Па); простота конструкции и незначительная металлоемкость, возможность изготовления из неметаллических материалов; очищение от пыли исходящего из шахты воздуха, что способствует улучшению экологии окружающей среды. При этом необходимо иметь в виду, что циркулирующая в системе вода будет загрязняться и для ее очистки необходимо применять специальные устройства (осветлители или гидроциклоны).

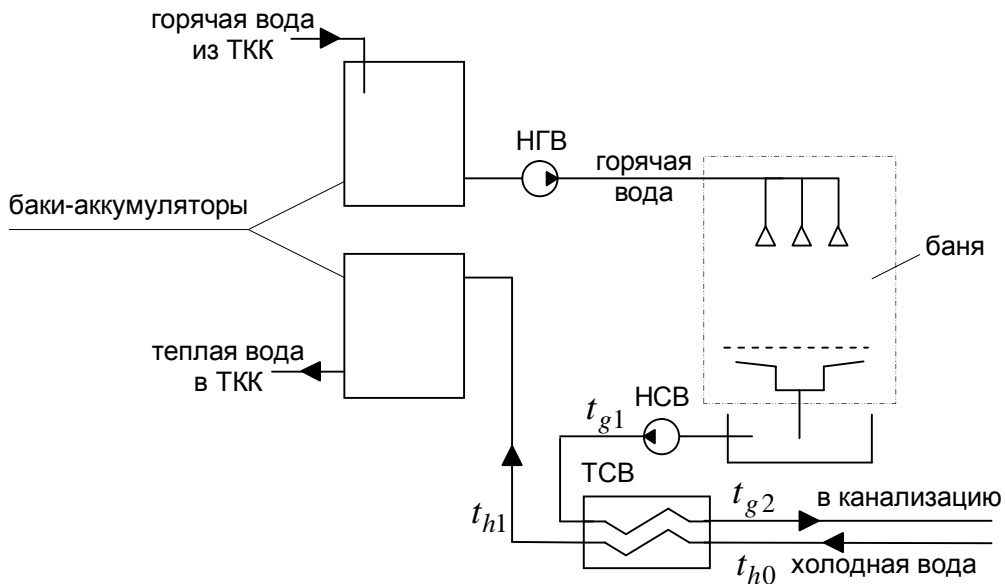


Рис. 2. Схема узла предварительного подогрева чистой воды сточными водами:
 ТСВ – теплообменник сточных вод; НСВ насос сточных вод; НГВ – насос горячей воды

В качестве термодинамического цикла теплового насоса рассматриваем цикл с перегревом пара хладагента на выходе испарителя и переохлаждением конденсата на выходе конденсатора (рис. 3). Цикл в T, s – координатах (T – температура, s – энтропия) изображен для случая рабочего тела, кипящего при переменной температуре, на фоне линий насыщенного жидкости, для которой степень сухости пара $x=0$, и сухого насыщенного пара, $x=1$, сходящихся в критической точке K , а так же изобар $p_1 = const$ и $p_2 = const$, соответствующих давлениям всасывания и нагнетания компрессора.

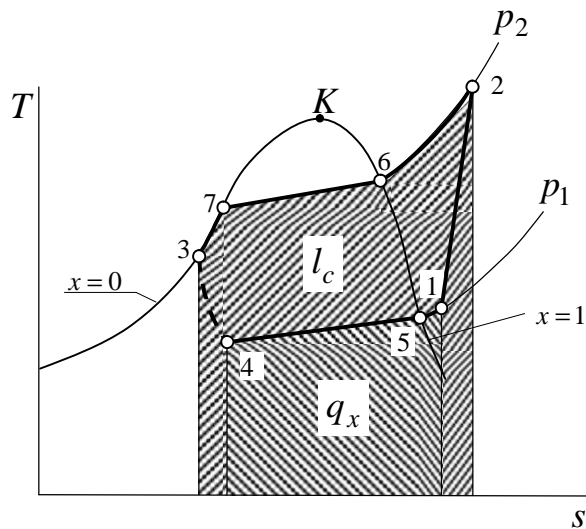


Рис. 3. Термодинамический цикл теплового насоса с перегревом пара хладагента на выходе из испарителя и переохлаждением конденсата на выходе конденсатора

Состояние пара хладагента в точках 1 – 4 цикла соответствует состоянию в точках 1 – 4, показанных на схеме ТНУ (рис. 1). Точки 5, 6 и 7 соответствуют началу и концу фазовых переходов вещества в процессах теплообмена в испарителе и конденсаторе. Линия 1 - 2 соответствует процессу сжатия рабочего тела в компрессоре, 2 - 3 – охлаждению и конденсации его в конденсаторе, 3 - 4 – дросселированию и 4 - 1 – кипению в испарителе. Заштрихованные площади соответствуют количеству тепла, отбираемого у низкотемпературного источника в испарителе, (удельной холодопроизводительности цикла q_x) и удельной работе компрессора l_c . Сумма этих площадей соответствует удельной теплопроизводительности цикла q_h , т.е. количеству тепла, отдаваемого высокотемпературному источнику в конденсаторе

$$q_h = q_x + l_c. \quad (1)$$

Размерность q_x , l_c и q_h – кДж/кг. Они определяются разностью энтальпий в конце и начале соответствующих процессов:

$$q_x = i_1 - i_4; \quad (2)$$

$$l_c = i_2 - i_1; \quad (3)$$

$$q_h = i_2 - i_3. \quad (4)$$

Эффективность тепловых насосов оценивается коэффициентом трансформации тепла [1]

$$k_{\text{ТН}} = \frac{q_h}{l_c}. \quad (5)$$

Эффективность теплового насоса существенно зависит от температур испарения и конденсации хладагента, которые, в свою очередь, определяются температурами низко- и высокопотенциального источников тепла. В процессе теплообмена температура греющей среды уменьшается и приближается к начальной температуре нагреваемой, а температура нагреваемой среды увеличивается и приближается к начальной температуре греющей среды. На рис. 4 показаны графики изменения температур хладагента и воды в испарителе и конденсаторе для случаев хладагентов, кипящих при постоянной (R134a) и переменной (R407C) температуре [2].

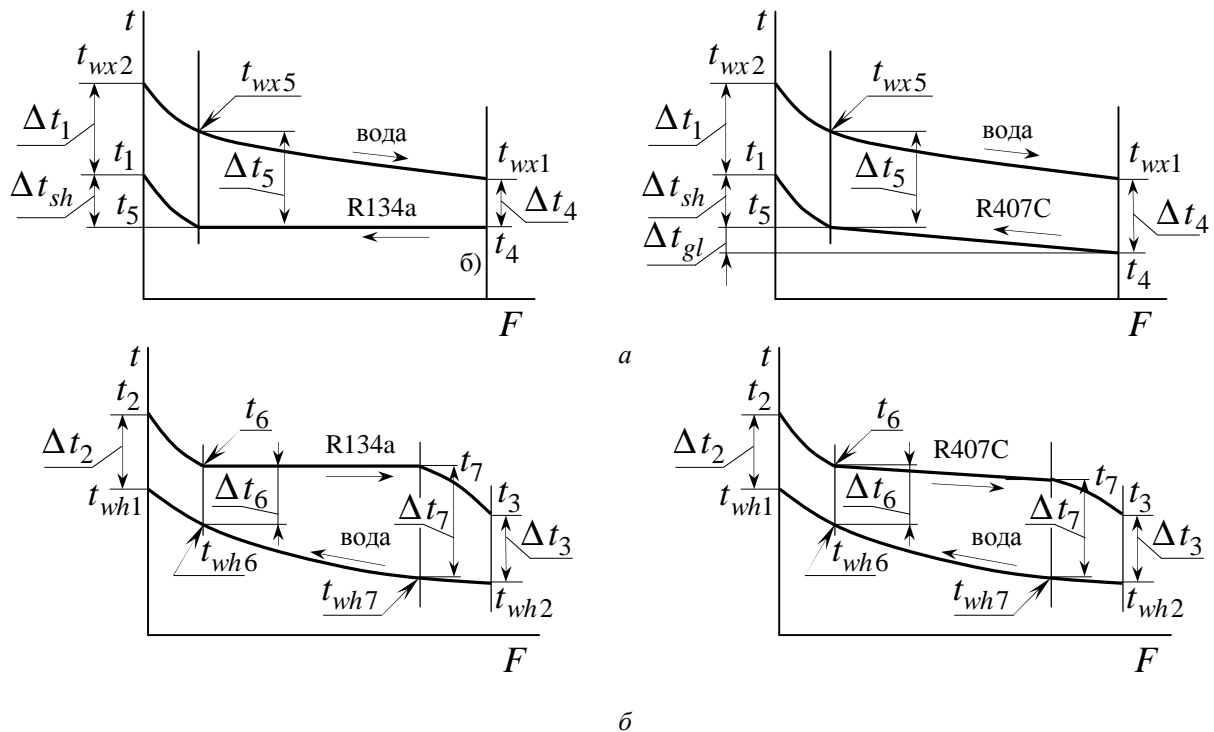


Рис. 4. Изменение температур хладагента и воды в испарителе (а) и конденсаторе (б) теплового насоса

Из рисунка видно, что температура хладагента в испарителе и конденсаторе в связи с фазовыми переходами изменяется ступенчато. Вследствие этого существует возможность сближения температурных графиков теплоносителей не только в граничных сечениях этих аппаратов, но и во внутренних, соответствующих началу и концу фазовых переходов хладагента. Чем большее сближение этих графиков, тем выше эффективность теплового насоса. Полное сближение требует неограниченного возрастания площади поверхности теплообмена аппаратов и потому практически неосуществимо. В реальных установках возможно лишь достичь некоторого малого сближения на конечную величину Δt_{min} , определяемую экономической целесообразностью. С учетом этого фактора система ограничений на температурный режим испарителя и конденсатора теплового насоса будет иметь вид:

$$\Delta t_1 = t_{\text{wx}2} - t_1 \geq \Delta t_{1\text{min}}; \quad (6)$$

$$\Delta t_4 = t_{\text{wx}1} - t_4 \geq \Delta t_{4\text{min}}; \quad (7)$$

$$\Delta t_5 = t_{wx5} - t_1 \geq \Delta t_{5\min} ; \quad (8)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{wh1} \geq \Delta t_{2\min} ; \quad (9)$$

$$\Delta t_3 = t_3 - t_{wh2} \geq \Delta t_{3\min} ; \quad (10)$$

$$\Delta t_6 = t_6 - t_{wh6} \geq \Delta t_{6\min} ; \quad (11)$$

$$\Delta t_7 = t_7 - t_{wh7} \geq \Delta t_{7\min} ; \quad (12)$$

где t_1, t_2, \dots, t_7 – температура хладагента в точках 1 – 7 цикла; $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_7$ – температурные напоры в сечениях аппаратов, в которых состояние хладагента определяется точками 1 – 7 цикла; $\Delta t_{1\min}, \Delta t_{2\min}, \dots, \Delta t_{7\min}$ – заданные минимальные температурные напоры в сечениях аппаратов, в которых состояние хладагента определяется точками 1 – 7 цикла; t_{wx5} – температура воды в сечении испарителя, в котором хладагент находится в состоянии сухого насыщенного пара; t_{wh6} и t_{wh7} – температура воды в сечениях конденсатора, в которых начинается и заканчивается процесс конденсации хладагента.

В соответствии с уравнениями теплового баланса отдельных участков теплообмена и теплообменных аппаратов (испарителя и конденсатора) в целом:

$$t_{wx5} = t_{wx2} - (t_{wx2} - t_{wx1}) \frac{i_1 - i_5}{i_1 - i_4} ; \quad (13)$$

$$t_{wh6} = t_{wh1} - (t_{wh1} - t_{wh2}) \frac{i_2 - i_6}{i_2 - i_3} ; \quad (14)$$

$$t_{wh7} = t_{wh1} - (t_{wh1} - t_{wh2}) \frac{i_2 - i_7}{i_2 - i_3} ; \quad (15)$$

где i_1, i_2, \dots, i_7 – энтальпия хладагента в точках 1 – 7 цикла.

Система ограничений на температурный режим промежуточных теплообменников ТКИ контура испарителя и ТКК контура конденсатора принимается в виде равенств:

$$t_{x1} - t_{wx2} = \Delta t_{x\min} ; \quad (16)$$

$$t_{x2} - t_{wx1} = \Delta t_{x\min} ; \quad (17)$$

$$t_{wh1} - t_{h2} = \Delta t_{h\min} ; \quad (18)$$

$$t_{wh2} - t_{h1} = \Delta t_{h\min} , \quad (19)$$

где $\Delta t_{x\min}$ и $\Delta t_{h\min}$ – заданные минимальные температурные напоры в теплообменниках ТКИ и ТКК.

Заметим, что одновременное выполнение ограничений (16) и (17), а также (18) и (19) возможно только при равных расходах сред в соответствующих смежных контурах, т.е. при

$$m_{wx} = m_x , \quad (20)$$

$$m_{wh} = m_h . \quad (21)$$

где m_x, m_{wx}, m_h и m_{wh} – расходы воды в контуре форсуночных камер, в промежуточном контуре испарителя, чистой нагреваемой воды для системы ГВС, и в промежуточном контуре конденсатора, кг/с.

Отличие состояния пара на входе в компрессор от сухого насыщенного учитывается величиной заданного перегрева Δt_{sh} , а реального процесса сжатия от теоретического – изоэнтропным КПД компрессора h_s , в связи с чем

$$t_1 = t_5 + \Delta t_{sh} ; \quad (22)$$

$$\Delta i_{1-2} = \frac{\Delta i_s}{h_s} , \quad (23)$$

где Δi_{1-2} и Δi_s – изменение энтальпии хладагента в реальном процессе сжатия 1 – 2 и в теоретическом изоэнтропном с тем же начальным и конечным давлением.

Расчеты коэффициентов эффективности преобразования тепла тепловых насосов, работающих в установках, организованных по схемам А и Б, произведем при следующих исходных данных: начальная температура чистой воды, подготавливаемой для системы ГВС, $t_{h0} = 8^\circ\text{C}$, конечная $t_{h2} = 45^\circ\text{C}$; температура воды в поддоне

форсуночных камер $t_{x1} = 13^{\circ}\text{C}$; температура сточной воды бани (на входе в теплообменник ТСВ) $t_{g1} = 30^{\circ}\text{C}$; температура чистой воды, подготавливаемой для системы ГВС, на входе в теплообменник ТКК в случае схемы А $t_{h1} = t_{h0} = 8^{\circ}\text{C}$, в случае схемы Б $t_{h1} = 25^{\circ}\text{C}$.

Кроме того, принимаем минимальные температурные напоры $\Delta t_{x\min} = \Delta t_{h\min} = 5^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{1\min} = \Delta t_{4\min} = \Delta t_{5\min} = 5^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{2\min} = 15^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{3\min} = \Delta t_{6\min} = \Delta t_{7\min} = 5^{\circ}\text{C}$; перегрев пара на выходе испарителя $\Delta t_{sh} = 6^{\circ}\text{C}$, изоэнтропный КПД компрессора $h_s = 0,70$; хладагент теплового насоса – фреон R407C.

Результаты расчета параметров хладагента в характерных точках цикла приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1.

Параметры хладагента в характерных точках термодинамического цикла теплового насоса при работе в составе ТНУ, организованной по схеме А

Точка	Температура, $^{\circ}\text{C}$	Давление, МПа	Энтальпия, кДж/кг	Энтропия, кДж/(кг·К)	Плотность, кг/м ³	Степень сухости
1	3,00	0,414	414,5	1,90	17,18	-
2	83,27	1,912	469,8	1,95	67,49	-
3	18,00	1,912	227,0	1,19	1172,9	-
4	-8,31	0,414	227,0	1,20	93,82	0,169
5	-3,00	0,414	408,9	1,88	17,75	1,00
6	48,44	1,912	426,8	1,82	87,11	1,00
7	43,70	1,912	267,3	1,32	1048,6	0,00

Таблица 2.

Параметры хладагента в характерных точках термодинамического цикла теплового насоса при работе в составе ТНУ, организованной по схеме Б

Точка	Температура, $^{\circ}\text{C}$	Давление, МПа	Энтальпия, кДж/кг	Энтропия, кДж/(кг·К)	Плотность, кг/м ³	Степень сухости
1	3,00	0,414	414,5	1,90	17,18	-
2	86,68	2,031	472,0	1,95	71,43	-
3	35,00	2,031	253,0	1,28	1096,9	-
4	-7,58	0,414	253,0	1,30	58,15	0,282
5	-3,00	0,414	408,9	1,88	17,75	1,00
6	50,88	2,031	427,0	1,82	93,54	1,00
7	46,25	2,031	271,6	1,34	1034,9	0,00

В соответствии с данными табл. 1 и 2 коэффициенты трансформации тепла тепловых насосов при работе по схемам А и Б равны соответственно $k_{\text{ТН А}} = 4,389$ и $k_{\text{ТН Б}} = 3,805$.

Более высокая эффективность работы тепловых насосов в схеме А объясняется меньшими потерями энергии в процессе дросселирования хладагента, что обусловлено более значительным переохлаждением его конденсата перед дросселем (до 18°C , см. табл. 1, точка 3), чем в схеме Б (до 35°C (см. табл. 2, точка 3), которое обеспечивается более низкой температурой чистой нагреваемой воды на входе в теплообменник ТКК (в схеме А 8°C , а в схеме Б 25°C).

Таким образом, предварительный нагрев чистой воды, подготавливаемой для системы ГВС, в схеме Б приводит к снижению эффективности тепловых насосов. Однако при этом снижается также их теплопроизводительность и потребляемая ими электрическая мощность, что приводит к общему повышению эффективности теплонасосной установки.

Пусть Q_h – теплопроизводительность ТНУ в целом.

Тогда при работе в ТНУ по схеме А теплопроизводительность тепловых насосов будет $Q_{h\text{ТН А}} = Q_h$, а по схеме Б

$$Q_{h\text{ТН Б}} = Q_h \frac{t_{h2} - t_{h1}}{t_{h2} - t_{h0}}. \quad (24)$$

Отношение электрической мощности $N_{e\text{ТН}}$, потребляемой тепловыми насосами, к суммарной электрической мощности $N_{e\text{сум}}$, потребляемой всеми электродвигателями ТНУ (тепловых, водяных насосов и вентиляторов отбора исходящего из шахты воздуха), обозначим

$$a = \frac{N_{e\text{ТН}}}{N_{e\text{сум}}}. \quad (25)$$

Тогда коэффициенты трансформации тепла теплонасосных установок по схемам А и Б

$$k_{\text{ТНУА}} = \frac{a_{\text{А}} Q_h}{N_{e_{\text{ТНА}}}} = a_{\text{А}} k_{\text{ТНА}} ; \quad (26)$$

$$k_{\text{ТНУБ}} = \frac{a_{\text{Б}} Q_h}{N_{e_{\text{ТНБ}}}} = \frac{a_{\text{Б}} k_{\text{ТНБ}} Q_h}{Q_{h_{\text{ТНБ}}}} = a_{\text{Б}} k_{\text{ТНБ}} \cdot \frac{t_{h2} - t_{h0}}{t_{h2} - t_{h1}} ; \quad (27)$$

Примем, что $a_{\text{А}} = a_{\text{Б}} = 0,9$. Тогда, для рассматриваемых условий работы коэффициенты трансформации тепла ТНУ в целом при работе по схемам А и Б будут равны соответственно $k_{\text{ТНУА}} = 3,95$ и $k_{\text{ТНУБ}} = 6,34$.

Следовательно, предварительный подогрев воды, подготавливаемой для системы ГВС теплыми сточными водами, хотя и приводит к снижению эффективности тепловых насосов, все же позволяет значительно повысить эффективность эксплуатации шахтной теплонасосной установки в целом.

Выводы.

Разработано схемное решение теплонасосной установки, комплексно использующей тепло исходящей вентиляционной струи и сточных вод шахтной бани, а также сформулированы условия работы тепловых насосов с максимальной эффективностью.

Показано, что использование тепла сточных вод бань для предварительного подогрева чистой холодной воды, подготавливаемой для системы ГВС, позволяет повысить коэффициент преобразования тепла теплонасосной установки с 4,0 до 6,3, т.е. более чем в 1,5 раза.

Список литературы

1. Бэр, Г.Д. Техническая термодинамика [Текст] / Г.Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 518 с.
2. Бабакин, Б.С. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе [Текст] / Б.С. Бабакин, В.И. Стефанчук, В.В. Ковтунов. – М.: Колос, 2000. – 160 с.

Рекомендовано до друку проф. Шкрабцем Ф.П.