



Самуся В. И. /д. т. н./
ГВУЗ «НГУ»



Оксень Ю. И. /к. т. н./
ГВУЗ «НГУ»



Гук А. А.
ГВУЗ «НГУ»

Выбор рациональных параметров теплонасосной установки для утилизации низкопотенциального тепла шахтной воды

Выполнен анализ основных схемных решений теплонасосной установки для утилизации низкопотенциальной теплоты шахтной воды, разработана методика расчета максимально эффективного термодинамического цикла тепловых насосов. Ил. 4. Библиогр.: 10 назв.

Ключевые слова: тепловой насос; шахтная вода; хладагент; термодинамический цикл

The analysis of basic diagrams of mine water waste heat recovery and the computing method of the most efficient heat pump thermodynamic cycle have been carried out.

Keywords: heat pump, mining water, cooling medium, thermal cycle

В связи с уменьшением запасов органического топлива в недрах Земли, загрязнением окружающей среды выбросами вредных веществ и теплоты все большую актуальность приобретают проблемы рационального расходования топливных ресурсов, использования возобновляемой энергии природных источников, а также низкопотенциальных тепловых вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) промышленных установок.

На угольных и рудных шахтах мощными источниками тепловых ВЭР являются теплота откачиваемой из горных выработок шахтной воды, исходящей вентиляционной струи, оборотной воды систем охлаждения компрессорных установок. Относительно высокая температура (15-30 °С), дешевизна и доступность делают эти источники весьма привлекательными для использования в теплонасосных технологиях теплоснабжения шахт [1-5]. В 2010 г. на шахте «Благодатная» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» Национальным горным университетом создана и введена в эксплуатацию первая в Украине и наиболее мощная в странах СНГ теплонасосная установка, использующая тепло шахтной воды с теплопроизводительностью 800 кВт. Она позволяет нагреть 120 м³ воды для системы горячего

водоснабжения (ГВС) шахты за 7-часовой рабочий цикл. Положительный опыт эксплуатации установки свидетельствует о перспективности теплонасосной технологии утилизации теплоты шахтной воды для систем ГВС и позволяет рекомендовать ее для применения на других шахтах. В связи с этим возрастает актуальность совершенствования данной технологии с учетом особенностей ее применения в условиях горных предприятий.

Целью статьи является обоснование выбора схемных решений системы утилизации теплоты шахтной воды на основе тепловых насосов для энергообеспечения системы ГВС и оценка влияния свойств хладагентов и расхода шахтной воды на энергетическую эффективность теплонасосных установок.

Основными характерными особенностями рассматриваемой технологии являются:

- малые сезонные колебания температуры шахтной воды (1-2 °С);
- относительно большой расход шахтной воды, обеспечивающий возможность отбора от нее тепловой мощности, намного превышающей потребности шахт в горячей воде;
- наличие в шахтной воде взвешенных грязевых частиц и ее значительная минерализация,

что может привести к загрязнению поверхностей теплообменных аппаратов теплонасосной установки;

- наличие солей жесткости в чистой воде, нагреваемой для системы ГВС;
- низкая начальная температура воды, нагреваемой для системы ГВС (зимой 5-9 °С, летом 15-19 °С);
- постоянство потребной конечной температуры воды для системы ГВС в интервале 42-45 °С.

Выбор схемного решения теплонасосной установки

Принципиально возможны две основные схемы теплонасосной установки: с непосредственным прохождением шахтной воды через испаритель, а нагреваемой воды через конденсатор теплового насоса (рис. 1а), и с промежуточными контурами передачи теплоты (рис. 1б). Возможны также решения, когда один из промежуточных контуров отсутствует.

Схема, приведенная на рис. 1а, более простая и менее затратная в реализации. К тому же она

характеризуется более высокой термодинамической эффективностью, чем схема, изображенная на рис. 1б, так как в ней отсутствуют дополнительные затраты энергии на транспортировку жидкости в промежуточных контурах и тепловые потери в дополнительных звеньях передачи теплоты. Однако при работе установки по этой схеме испаритель подвергается непосредственному воздействию загрязненной и, как правило, агрессивной по отношению к металлам шахтной воды, а в конденсаторе возможны отложения на поверхностях теплообмена солей жесткости, содержащихся в нагреваемой воде. В связи с этим данную схему целесообразно применять в случаях, когда шахтная и нагреваемая вода достаточно чистые.

В современных тепловых насосах в качестве испарителя и конденсатора часто применяют неразборные паяные пластинчатые аппараты. Поэтому для защиты поверхностей теплообмена этих аппаратов от загрязнений, солевых отложений и коррозии более предпочтительна схема с промежуточными контурами передачи

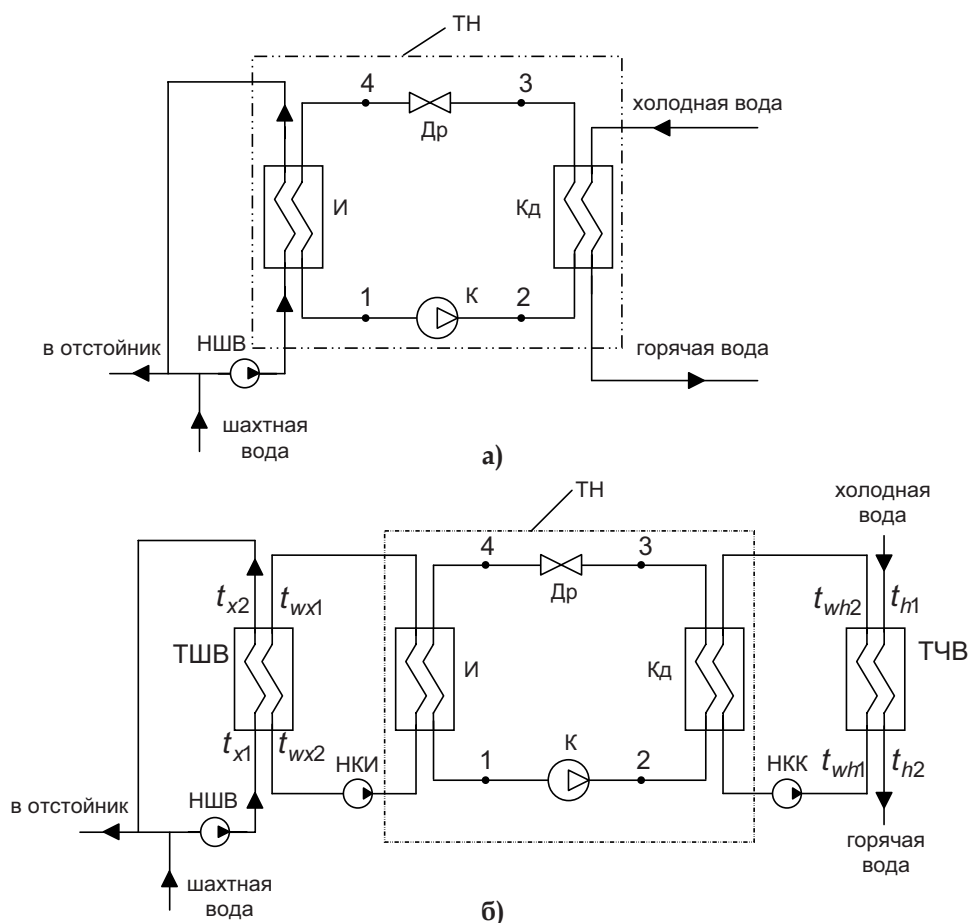


Рис. 1. Схемы теплонасосной установки с непосредственным прохождением шахтной и нагреваемой воды через испаритель и конденсатор теплового насоса (а) и с промежуточными контурами передачи теплоты (б):

ТН – тепловой насос; К – компрессор; Кд – конденсатор; И – испаритель; Др – дроссель;

ТШВ и ТЧВ – теплообменники шахтной и чистой воды;

НШВ, НКИ и НКК – насосы контура шахтной воды, промежуточных контуров испарителя и конденсатора

теплоты (см. рис. 1б) с циркуляцией в них химически очищенной воды или (при необходимости) низкотемпературных водных растворов, например, этиленгликоля или пропиленгликоля.

Выбор основных параметров теплонасосной технологии

С учетом указанных выше особенностей рассматриваемой технологии задачу выбора основных параметров рассмотрим в следующей постановке.

Исходными являются данные о начальной t_{h1} и конечной t_{h2} температуре чистой воды, нагреваемой для системы ГВС, потребном ее массовом расходе m_h и начальной температуре шахтной воды t_{x1} . Требуется определить такие значения расхода шахтной воды m_x и параметров термодинамического цикла тепловых насосов, при которых обеспечивается максимальная энергетическая эффективность теплонасосной установки.

В качестве показателя энергетической эффективности рассматриваем коэффициент трансформации тепла

$$k = \frac{Q_h}{N_{el}}, \tag{1}$$

где Q_h и N_{el} – теплопроизводительность и суммарная электрическая мощность, потребляемая электродвигателями установки.

При анализе, как более общую, рассмотрим схему с промежуточными контурами передачи теплоты (см. рис. 1б). Принимаем, что теплоносителем в промежуточных контурах является вода, ее расход m_{wx} в контуре испарителя равен расходу обрабатываемой в установке шахтной воды, а в контуре конденсатора m_{wh} – расходу чистой нагреваемой воды, т. е.

$$m_{wx} = m_x, \tag{2}$$

$$m_{wh} = m_h. \tag{3}$$

Считаем также, что мощность, потребляемая электродвигателями водяных насосов промежуточных контуров, по сравнению с мощностью, потребляемой электродвигателем компрессора теплового насоса, пренебрежимо мала. Электрические и механические потери в приводе компрессора отнесем к его внутренним потерям на том основании, что в современных конструкциях компрессоров тепловых насосов предусматривается охлаждение роторов частью потока холодного пара хладагента [7]. В соответствии с этим $N_{el} = N_c$ (4), где N_c – внутренняя мощность компрессора теплового насоса.

Расчетный термодинамический цикл теплового насоса с перегревом всасываемого в компрессор пара и переохлаждением конденсата для случая смесового зетропного хладагента представлен на рис. 2.

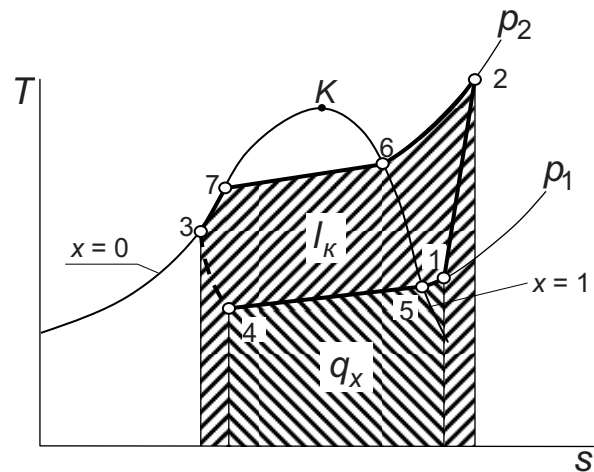


Рис. 2. Термодинамический цикл теплового насоса

Точки 1-4 цикла соответствуют обозначениям, показанным на схеме теплового насоса (см. рис. 1б), т. е. на входе и выходе основных элементов: компрессора, конденсатора, дросселя и испарителя. Заштрихованные площади на рис. 2 соответствуют удельной холодопроизводительности q_x теплового насоса и удельной работе компрессора l_c . Сумма этих величин равна удельной теплопроизводительности теплового насоса q_h :

$$q_h = q_x + l_c. \tag{5}$$

Если пренебречь теплообменом между теплоносителями и окружающей средой через стенки трубопроводов и аппаратов, то

$$Q_h = m_a q_h; \tag{6}$$

$$Q_x = m_a q_x; \tag{7}$$

$$N_c = m_a l_c; \tag{8}$$

$$Q_h = Q_x + N_c, \tag{9}$$

где m_a – массовый расход хладагента в контуре теплового насоса; Q_x – холодопроизводительность теплонасосной установки (тепловая мощность, отбираемая у шахтной воды).

Потребная теплопроизводительность определяется заданным расходом и температурным режимом воды, нагреваемой для системы ГВС,

$$Q_h = c_w m_h (t_{h2} - t_{h1}), \tag{10}$$

где c_w – теплоемкость воды.

Требуемая тепловая мощность, отбираемая от шахтной воды, определяется ее расходом и глубиной охлаждения в теплообменнике

$$Q_x = c_w m_x (t_{x1} - t_{x2}), \tag{11}$$

где t_{x2} – конечная температура шахтной воды.

Оказывая влияние на конечную температуру шахтной воды, ее расход влияет и на температуру хладагента в испарителе.

Известно, что для повышения энергетической эффективности тепловых насосов необхо-

димо снижать потери эксергии от необратимости процессов теплообмена [8-10].

На рис. 3 показаны графики изменения температур хладагента и воды в испарителе и конденсаторе для случаев кипения и конденсации хладагента при постоянной (R134a) и переменной (R407C) температуре.

Так как температура хладагента изменяется ступенчато, необходимо учитывать возможность сближения температурных графиков теплоносителей не только в граничных сечениях этих аппаратов, но и во внутренних, соответствующих началу и концу фазовых переходов. Таким образом, система ограничений на температурный режим испарителя и конденсатора теплового насоса будет иметь вид:

$$\Delta t_1 = t_{wx2} - t_1 \geq \Delta t_{1\min}; \quad (12)$$

$$\Delta t_4 = t_{wx1} - t_4 \geq \Delta t_{4\min}; \quad (13)$$

$$\Delta t_5 = t_{wx5} - t_1 \geq \Delta t_{5\min}; \quad (14)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{wh1} \geq \Delta t_{2\min}; \quad (15)$$

$$\Delta t_3 = t_3 - t_{wh2} \geq \Delta t_{3\min}; \quad (16)$$

$$\Delta t_6 = t_6 - t_{wh6} \geq \Delta t_{6\min}; \quad (17)$$

$$\Delta t_7 = t_7 - t_{wh7} \geq \Delta t_{7\min}; \quad (18)$$

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.

Из уравнений теплового баланса отдельных участков теплообмена и теплообменных аппаратов (испарителя и конденсатора):

$$t_{wx5} = t_{wx2} - (t_{wx2} - t_{wx1}) \frac{i_1 - i_5}{i_1 - i_4}; \quad (19)$$

$$t_{wh6} = t_{wh1} - (t_{wh1} - t_{wh2}) \frac{i_2 - i_6}{i_2 - i_3}; \quad (20)$$

$$t_{wh7} = t_{wh1} - (t_{wh1} - t_{wh2}) \frac{i_2 - i_7}{i_2 - i_3}, \quad (21)$$

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

Система ограничений на температурный режим теплообменников шахтной и чистой воды принимается в виде равенств:

$$t_{x1} - t_{wx2} = \Delta t_{x\min}; \quad (22)$$

$$t_{x2} - t_{wx1} = \Delta t_{x\min}; \quad (23)$$

$$t_{wh1} - t_{h2} = \Delta t_{h\min}; \quad (24)$$

$$t_{wh2} - t_{h1} = \Delta t_{h\min}; \quad (25)$$

где $\Delta t_{x\min}$ и $\Delta t_{h\min}$ - заданные минимальные температурные напоры в теплообменниках шахтной и чистой воды.

Заметим, что одновременное выполнение ограничений (22) и (23), а также (24) и (25) возможно только при равных расходах сред во внешних и промежуточных контурах, что определено принятыми условиями (2) и (3).

Отличие состояния пара на входе в компрессор от сухого насыщенного учитывается величиной заданного перегрева пара Δt_{sh} , а реального процесса сжатия в компрессоре от теорети-

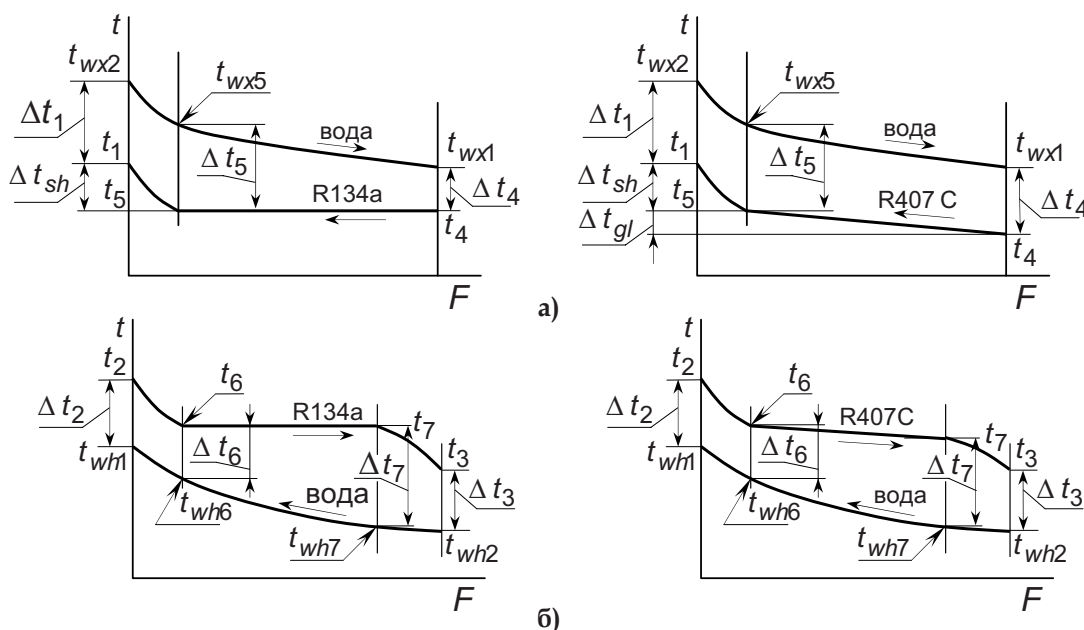


Рис. 3. Изменение температур хладагента и воды в испарителе (а) и конденсаторе (б) теплового насоса

ческого – изоэнтропным КПД компрессора η_s , в связи с чем

$$t_1 = t_5 + \Delta t_{sh}; \tag{26}$$

$$\Delta i_{1-2} = \frac{\Delta i_s}{\eta_s}, \tag{27}$$

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.

При заданном расходе шахтной воды максимально эффективный термодинамический цикл теплового насоса будет характеризоваться тем, что по крайней мере одно из неравенств (12)-(14) и два из неравенств (15)-(18) примут нижние граничные значения, т. е. обратятся в равенства.

Разработан алгоритм расчета такого цикла и программа, составленная в системе Matlab R 2009b.

С помощью этой программы исследовано влияние расхода охлаждаемой шахтной воды на эффективность теплонасосной установки. При моделировании было принято $Q_x = 200$ кВт, $t_{x1} = 16$ °C, $t_{h1} = 9$ °C, $t_{h2} = 45$ °C, $\Delta t_{x\min} = \Delta t_{h\min} = 4$ °C, $\Delta t_{1\min} = \Delta t_{4\min} = \Delta t_{5\min} = 4$ °C, $\Delta t_{2\min} = 10$ °C, $\Delta t_{3\min} = \Delta t_{6\min} = \Delta t_{7\min} = 5$ °C, $\Delta t_{sh} = 6$ °C, $\eta_s = 0,7$. В качестве хладагентов рассматривались фреоны R410A, R134a и R407C. По результатам расчетов на рис. 4 построены графики зависимостей коэффициента трансформации теплоты от расхода шахтной воды при использовании в тепловом насосе фреонов R410A, R134a и R407C (линии 1-3 соответственно). Показано также изменение конечной температуры шахтной воды (линия 4).

Из рисунка видно, что в области малых расходов шахтной воды для всех рассмотренных хладагентов увеличение расхода приводит к повышению коэффициента трансформации тепла, который достигает максимального значения

k_{\max} при некотором граничном значении расхода $m_{x\ddot{a}d}$, после чего остается постоянным при любых значениях расхода (линии 1-3):

$$\text{при } m_x \leq m_{x\ddot{a}d} \quad k \leq k_{\max}; \tag{28}$$

$$\text{при } m_x \geq m_{x\ddot{a}d} \quad k = k_{\max}. \tag{29}$$

Такое поведение зависимости $k = f(m_x)$ объясняется влиянием ограничений (12)-(21) на температурный режим испарителя теплового насоса. При $m_x > m_{x\ddot{a}d}$ определяющим является ограничение (12), которое в этом случае обращается в ограничение-равенство, т. е. $\Delta t_1 = \Delta t_{1\min}$, а ограничения (13) и (14) имеют вид неравенств $\Delta t_4 > \Delta t_{4\min}$ и $\Delta t_5 > \Delta t_{5\min}$. Наоборот, при $m_x < m_{x\ddot{a}d}$, в связи с более значительным снижением конечной температуры шахтной воды (см. рис. 3, линия 4), в равенство обращается ограничение (13), т. е. $\Delta t_4 = \Delta t_{4\min}$, а ограничение (12) имеет вид неравенства $\Delta t_1 > \Delta t_{1\min}$. При $m_x = m_{x\ddot{a}d}$ оба ограничения (12) и (13) обращаются в ограничения-равенства. Во всех расчетных вариантах температурный режим конденсатора определялся одновременным обращением в равенства условий (16) и (17). Следовательно, для получения максимальной эффективности теплонасосной установки не обязательно стремиться к обработке большего количества шахтной воды, а ее расход достаточно принять на уровне $m_x = m_{x\ddot{a}d}$ или несколько выше.

Из рассмотренных хладагентов фреон R134a является простым веществом (тетрафторэтан), R410A – азеотропной смесью, R407C – зеотропной смесью. Из рис. 4 видно, что циклы тепловых насосов на хладагентах R134a и R410A, кипящих при постоянной температуре, характеризуются практически одинаковой эффективностью (линии 1 и 2). Цикл на R407C при больших расходах шахтной воды имеет меньшую эффективность, чем на R134a и R410A, а при малых – большую. Смещение значения граничного расхода $m_{x\ddot{a}d}$ в область меньших значений в

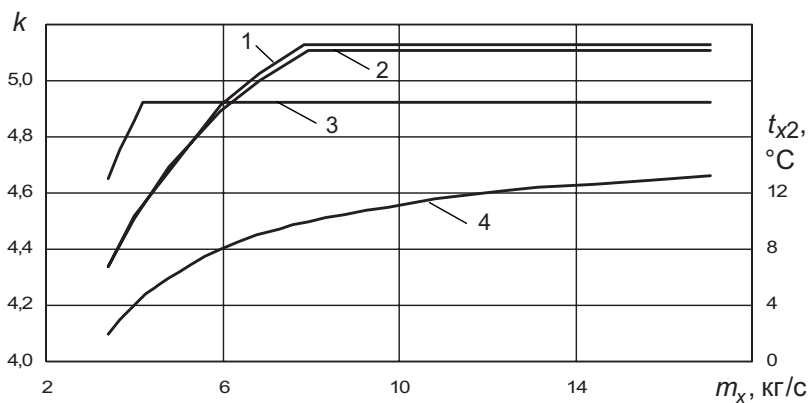


Рис. 4. Зависимости коэффициента трансформации тепла максимально эффективных циклов и конечной температуры шахтной воды от ее расхода

случае R407C объясняется наличием температурного глайда у этого хладагента Δt_{gl} (графически показан на рис. 3а) вследствие кипения при переменной температуре.

Выводы

Разработаны рекомендации по выбору рациональных схемных решений для теплонасосной утилизации тепла шахтной воды.

Разработана методика расчета максимально эффективных термодинамических циклов тепловых насосов в условиях ограничений по расходу и температуре шахтной и чистой воды, нагреваемой для системы ГВС.

Установлено, что увеличение расхода шахтной воды приводит к увеличению коэффициента трансформации тепла теплонасосной установки только в области малых расходов. При расходах, превышающих некоторое граничное значение, их величина не влияет на энергетическую эффективность тепловых насосов, которая при этом будет равна максимально достижимой для данного температурного режима шахтной и чистой нагреваемой воды.

Температурный глайд зеотропных хладагентов приводит к повышению эффективности тепловых насосов при малых расходах шахтной воды.

Библиографический список

1. Мялковский В. И. Современное состояние и перспективы применения тепловых насосов для теплоснабжения в угольной промышленности / В. И. Мялковский, Ю. П. Апалько // Вопросы эксплуатации шахтных стационарных установок: сб. науч. тр. ВНИИГМ им. М. М. Федорова. – Донецк, 1989. – С. 174-181.
2. Зимин Л. Б. Теплонасосная утилизация энергии исходящих вентиляционных потоков угольных шахт / Л. Б. Зимин // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т. 26. – № 3. – С. 68-76.
3. Красник В. Г. Технологические возможности и перспективы использования водного и те-

плового потенциалов шахтных вод Украины / В. Г. Красник, В. М. Остапенко, Н. М. Уланов // Уголь Украины. – 2005. – № 12. – С. 35-37.

4. Остапенко В. М. Перспективы использования теплового потенциала шахтных и карьерных вод Украины / В. М. Остапенко, М. М. Уланов, Н. М. Уланов // Тепловые насосы: Сб. докл. 1-й Международной конференции «Тепловые насосы. Энергосбережение, экология, эффективность». Киев, Львов. – 2007. – С. 88-90.

5. Закиров Д. Г. Пути решения проблемы теплоснабжения в коммунальном хозяйстве с использованием тепловых насосов / Д. Г. Закиров, В. С. Суханов, Д. Д. Закиров // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 4 (20). – С. 53-55.

6. Тепло из глубины Земли [Текст; Электронный ресурс] // Наша газета: Корпоративная газета ДТЭК. – 2011. – № 18-19 (65-66). – С. 1, 8-9. Режим доступа: www.dtek.com/library/file/corp-paper-65-66.pdf.

7. Полутерметичные компактные винтовые компрессоры CHS65, CHS75, CHS85: Руководство по применению SH-170-2 [Электронный ресурс] / Bitzer International. – Режим доступа: www.infrost.ru/tech_info/direction/direction_bitzer.

8. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 518 с.

9. Бродянский В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратчер, К. Михалец; Под. ред. В. М. Бродянского. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.

10. Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие / В. М. Бродянский, Г. П. Верхивкер, С. В. Дубовской, Я. Я. Карчев, И. Л. Лейтес и др.; Под. ред. А. А. Долинского и В. М. Бродянского; Ин-т технической теплофизики АН УССР. – К.: Наукова думка, 1991. – 360 с.

Поступила 01.12.2014

