

В.Г. Перепелица, д.т.н., проф.
С. В. Тынына, мл. науч. сотр.
Э. С. Ключев, инж.
(ИГТМ НАН Украины)

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ НОРМАЛИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШАХТНОЙ АТМОСФЕРЫ В ПРОЦЕССЕ РАЗРАБОТКИ МЕСТОРОЖДЕНИЙ НА БОЛЬШИХ ГЛУБИНАХ

В статті розглянуто один з можливих способів утилізації теплових потоків вугільних шахт на глибині понад 1000 м за допомогою енергозберігаючих технологій. Пропонується з такою метою використовувати тепловий насос, що працює за циклом Брайтона. Висвітлено рівень досконалості таких систем та вказані їх переваги в порівнянні зі звичайними утилізаційними установками.

ABOUT POSSIBILITY OF APPLICATION HEAT PUMP SYSTEMS FOR NORMALIZE TEMPERATURE PARAMETERS OF MINE ATMOSPHERE IN PROCESS OF DEPOSITS EXPLORATION AT GREAT DEPTHS

One of the possible methods of utilization of heat fluxes in coalmines on depth more than 1000m by means of energy saving technologies is considered in this article. For such purpose, we suggest to use heat pump, which based on Brighton cycle. The level of perfection such systems and its benefits comparing with simple utilization installations were indicated.

Разработка месторождений полезных ископаемых на глубоких горизонтах связана с проявлением ряда неблагоприятных факторов, таких как наличие ядовитых газов и пыли в воздухе. Кроме того, эти явления сопровождаются увеличением температуры горного массива с глубиной. Так, на ряде шахт Украины горные работы ведутся на глубинах более 1000 м, где температура горного массива составляет 40–50°C [1]. К тому же, тепловыделения пород, транспортируемого угля, работающих электрических машин и механизмов определяют нагрев воздуха, поступающего как на проветривание лав и тупиковых подготовительных выработок, так и призабойных рабочих зон. Температура воздуха в выработках выемочных участков без принятия эффективных мер достигает в отдельных случаях 36–38°C, в подготовительных тупиковых выработках – 38–40°C [1].

Эти условия являются недопустимыми в соответствии с «Правилами безопасности ведения горных работ в угольных шахтах» по температуре воздуха в выработках и на рабочих местах. Такие неблагоприятные параметры микроклимата отражаются на безопасности горных работ, резко снижают производительность труда и могут привести к несчастным случаям и профессиональным заболеваниям. В связи с этим проблема нормализации температурного режима на больших глубинах стала актуальной и требует незамедлительного решения. Поэтому основным требованием для обеспечения этого является поддержание температуры воздуха на допустимом уровне.

Важно, что этот источник имеет постоянную температуру в течение всего

времени, что позволяет разработать стабильную по температурному режиму установку. Упомянутые температурные показатели позволяют рассматривать шахтный вентиляционный воздух в качестве низкопотенциального источника теплоты, т. е. его можно с выгодой использовать для функционирования теплового насоса.

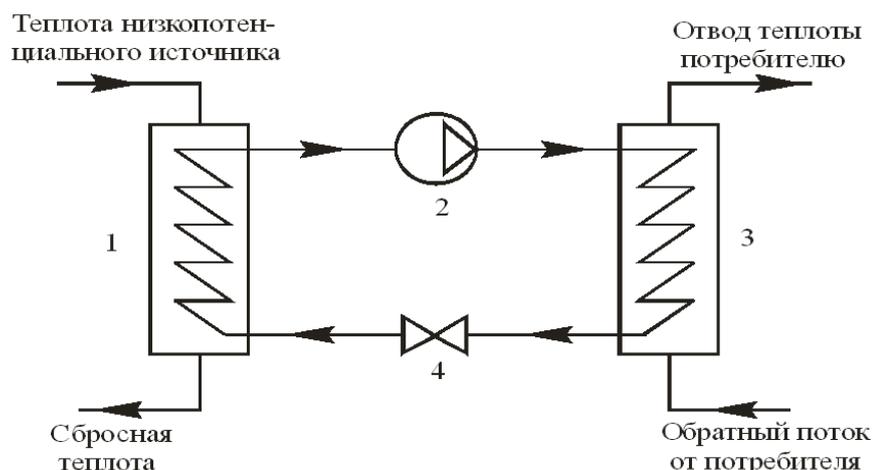
Тепловым насосом является термодинамическая система, позволяющая трансформировать теплоту с низкого температурного уровня на более высокий. Данные машины предназначены преимущественно для получения горячей воды, воздуха, пригодных для отопления, горячего водоснабжения и других целей.

Даже сбросная теплота с температурой $25 - 30^{\circ}\text{C}$ может быть эффективно утилизирована, если её улучшить качественно (т.е. повысить до более высокой температуры), а затем повторно использовать непосредственно в упомянутых процессах [2].

Энергетическая целесообразность применения тепловых насосов как дополнительного источника энергии убедительно доказана результатами значительного числа научных исследований и опытом эксплуатации миллионов тепловых насосов в различных странах мира [2-5]. В частности, такие установки с успехом используются в химической промышленности [6-8] и в жилищно-коммунальной сфере с целью отопления и горячего водоснабжения [1,10,11].

В энергетическом цикле теплового двигателя теплота поступает к рабочему телу, которое затем совершает работу, и сбрасывает теплоту при более низкой температуре. В цикле теплового насоса все происходит в обратном порядке. Такие системы работают аналогично холодильным компрессионным установкам по обратному термодинамическому циклу Карно. Теплота воспринимается при низкой температуре, затем рабочим телом совершается работа, и оно отдаёт теплоту при повышенной температуре.

Принципиальная схема теплового насоса представлена на рис. 1 [12].



1 – испаритель, 2 – компрессор, 3 – конденсатор, 4 – дроссель

Рис. 1 – Принципиальная схема теплового насоса.

В испаритель 1 поступает отработанный поток с низкой температурой, и при испарении циркулирующего рабочего тела теплота поступает в систему теплового насоса. Затем образовавшийся пар проходит через компрессор 2, в котором давление и температура его повышаются. Затем рабочее тело поступает в конденсатор 3, где отдает теплоту, полученную в испарителе 1, и теплоту сжатия в компрессоре 2. При этом пар конденсируется, а нагретый конденсат проходит через дроссель 4, и его температура снижается. Рабочее тело, которое обычно представляет собой фторированные углеводороды, остаётся в герметично замкнутом контуре [612].

Таким образом, в тепловом насосе теплота внешней среды, которой может быть отработанный воздух, переходит в результате затраты механической энергии в компрессоре от низкого температурного потенциала на более высокий температурный уровень. При этом затрачивается в несколько раз меньше первичной энергии. Для комплектации таких установок часто используют выпускаемое промышленностью холодильное оборудование.

При расчёте теплового насоса важнейшим показателем является коэффициент преобразования энергии COP (от англ. coefficient of performance – коэффициент преобразования), который является величиной обратно пропорциональной величине энергетического КПД теплового двигателя и поэтому больше единицы:

$$\text{COP} = \frac{Q_o}{L} \geq 1 \quad (1)$$

где Q_o – полезная тепловая энергия, получаемая при работе теплового насоса, Вт; L – использованная механическая энергия, Вт.

Учитывая, что полезная энергия Q_o складывается из теплоты, полученной от низкопотенциального источника Q_u , и теплоты при сжатии в компрессоре L , можно определить механическую энергию:

$$L = Q_o - Q_u \quad (2)$$

Подставляя формулу (2) в (1) и заменяя величину энергий соответствующими температурами, получим:

$$\text{COP} = \frac{Q_o}{Q_o - Q_u} = \frac{T_o}{T_o - T_u} \quad (3)$$

где T_o – температура конденсации рабочего тела, К; T_u – температура испарения рабочего тела, К.

На основе последнего соотношения построен следующий график (рис. 2). Из этого графика следует, что для повышения энергетической эффективности тепло-

вых насосов необходимо обеспечить минимальную разность температур $T_o - T_u$, т.е. нужно иметь отработанный воздух с повышенной температурой T_u .

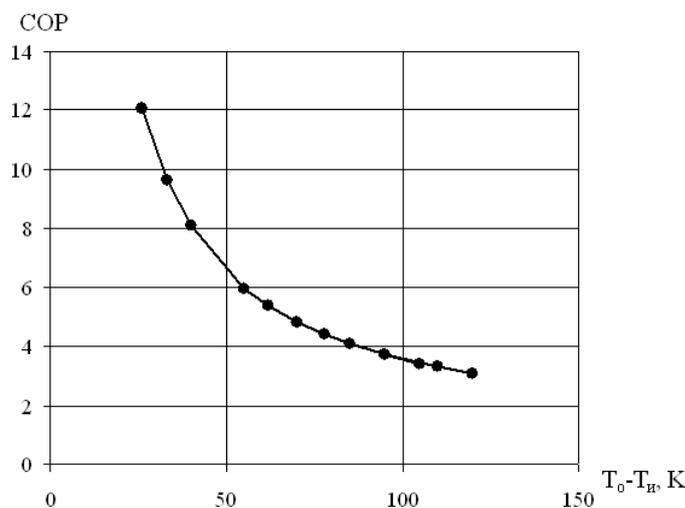


Рис. 2 – Зависимость коэффициента преобразования COP теплового насоса от разницы температур конденсации и испарения.

Типичный интервал рабочих температур теплового насоса составляет 30 – 80 °С. Тогда идеальный коэффициент COP составляет:

$$\text{COP} = \frac{353}{80 - 30} = 7,06$$

Однако на практике тепловой насос имеет гораздо более низкий коэффициент COP, чем предполагаемый в идеальном цикле. В реальных установках при расширении рабочего тела имеют место потери за счёт механического трения и используется дроссельный вентиль, поэтому процесс снижения давления в нём происходит при постоянной энтальпии. Поскольку при этом никакая работа не производится он не влияет на количество теплоты, получаемой в конденсаторе, но уменьшает количество теплоты, воспринимаемой в испарителе при постоянной температуре. Дроссель делает процесс необратимым. Кроме того, реальный цикл характеризуется тем, что сжатие обычно происходит в области перегретого пара со снятием перегрева в конденсаторе и имеет место дополнительное охлаждение (переохлаждение) рабочего тела между конденсатором и дросселем. К тому же давление рабочего тела падает по мере прохождения его через теплообменники [12].

Основное отличие теплового насоса от других генераторов тепловой энергии, например, электрических, газовых и дизельных генераторов тепла заключается в том, что при производстве тепла до 80 % энергии извлекается из источника с низкой температурой.

Кроме того, отличие теплового насоса от обычных теплообменников состоит в том, что теплообменник позволяет передавать теплоту только от бо-

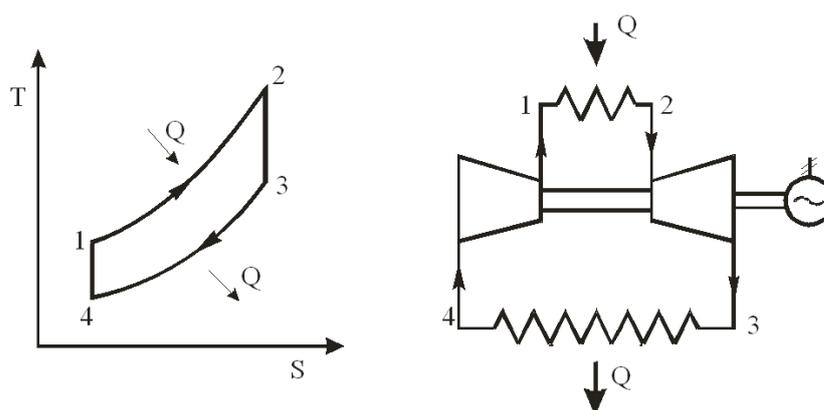
лее нагретого к менее нагретому потоку, т.е. в сторону уменьшения градиента температуры.

Преимущества тепловых насосов по сравнению с другими утилизационными установками следующие:

- высокая энергетическая эффективность;
- отсутствие выбросов дымовых газов в окружающую среду, поскольку при его работе не происходит сжигание органического топлива;
- автономность в снабжении электроэнергией;
- надежность и безопасность работы.

Важной особенностью системы является ее сугубо индивидуальный характер для каждого потребителя, который заключается в оптимальном выборе стабильного источника низкопотенциальной энергии, расчете коэффициента преобразования, окупаемости и прочего.

В контексте рассматриваемой проблемы, следует рассмотреть способ работы теплового насоса по циклу Брайтона, который заключается в утилизации отработанных шахтных тепловых потоков. Такая схема и цикл работы теплового насоса на T-S диаграмме изображен на рис. 3 [7]. Принципиальная особенность цикла Брайтона, представляющего интерес для тепловых насосов, состоит в возможности применения паровой турбины для выработки электроэнергии. Принцип его работы состоит в следующем. Процесс 4-1 характеризуется сжатием паров хладагента в компрессоре. В процессе 1-2 происходит передача тепла от низкотемпературного источника хладагенту; при этом происходит закипание последнего. В процессе 2-3 происходит преобразование кинетической энергии парового потока хладагента в механическую энергию вращения турбины; при этом пары хладагента расширяются. Для замыкания процесса необходимо отвести температуру от хладагента, что и происходит в процессе 3-4.



1-2 – изобарный подвод тепла; 2-3 – адиабатическое расширение в турбине;
3-4 – изобарный отвод тепла; 4-1 – адиабатическое сжатие в компрессоре
Рис. 3 – Упрощенная схема теплового насоса по циклу Брайтона.

Результатом работы установки является производство дополнительной электрической энергии, получаемой в процессе 2-3 вследствие работы турбины.

ны, соединенной с электрическим генератором. Эта энергия может быть использована с целью электроснабжения шахт, в частности, для привода забойных машин, погрузочно-транспортных комплексов и стационарных шахтных установок [14].

Применение тепловых насосов, работающих по циклу Брайтона, является перспективным направлением в вопросах нормализации параметров микроклимата рабочей зоны. А совершенствование конструкции позволит создать промышленную установку с высокой энергетической эффективностью.

Саму же стоимость теплового насоса ориентировочно можно оценить из расчета 750 – 1500 грн. за 1 кВт полученной энергии. А срок окупаемости капиталовложений приблизительно составляет 7 – 14 лет. За границей же такой срок длится всего лишь 2 – 7 лет. Это объясняется тем, что страны западной Европы всячески стимулируют внедрение энергосберегающих технологий. В Украине же пока не стимулируется масштабное внедрение систем на основе тепловых насосов на действующих предприятиях [12]. Тем не менее, использование тепловых насосов является одним из важнейших пересечений техники низких температур с теплоэнергетикой, что приводит к энергосбережению невозобновляемых источников энергии и защите окружающей среды за счет сокращения выбросов CO₂ и NO_x в атмосферу.

Такое направление перспективно в комбинированных системах теплоснабжения в сочетании с другими технологиями использования возобновляемых источников энергии (солнечной, ветровой, биоэнергии) и позволяет оптимизировать параметры сопрягаемых систем и достигать наиболее высоких экономических показателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мартынов А. А., Лунев С. Г., Яковенко А. К., Солдатов В.И., Розенберг А. С. Кондиционирование воздуха в действующих рабочих шахтах // Уголь Украины. – 2002. – №5. – с. 44 – 48
2. Рей Д. Экономия энергии в промышленности. Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 208 с., ил.
3. Васильев Г. П., Шилкин Н. В. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах // АВОК. – 2003. – № 2. с. 56 – 60
4. Попов А. В. Анализ эффективности различных типов тепловых насосов // Проблемы энергосбережения. – 2005. – № 1 – 2.
5. Рей Д., Макмайкл Д. Тепловые насосы. Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 224с., ил.
6. Фиалко Н. М., Зимин Л. Б. Оценка эффективности применения тепловых насосов в условиях метрополитенов и угольных шахт // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28. – № 2. – с. 111 – 119.
7. Снежкін Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Хавін О.О., Дабіжа Н.О. Використання теплових насосів у процесах сушіння // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28. – № 2. – с. 106 – 109.
8. Святун А.А., Клюев Э.С. Концепция энергетического рециклинга в технологическом процессе конвективной сушки измельченных материалов с рециркуляцией воздуха на мусороперерабатывающем заводе // Матеріали міжнародної наукової конференції “Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу”. – Дніпропетровськ, ДНУ, 2008, с. 153 – 154.
9. Янговский Е.И., Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. - М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.: ил.
10. Васильев Г. П. Эффективность и перспектива использования тепловых насосов в городском хозяйстве Москвы // Энергосбережение. – 2007. – № 8. – с. 63 – 65
11. Наздрашов М.Н. Комплексный подход к вопросу отопления, вентиляции и горячего водоснабжения административных, культурно-бытовых и жилых зданий // Новости теплоснабжения. – 2000. – № 02. – с. 35 – 38.
12. Фролов В. П., Щербаков С.Н., Фролов М.В., Шелгинский А.Я.. Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения // Новости теплоснабжения. – 2004 – №7
13. Шилкин Н. В. Использование тепловых насосов в системах горячего водоснабжения зданий // Сантехника. – 2003. – № 3. – с. 65 – 67

14. Электрificazione горных работ: Учебн. для вузов / Под ред. Волотковского С.А. – К.: Вища школа, 1980.– 448 с

15..Холодильні установки: Підручник: У двох книгах. Кн.2 / І. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар'янівський та ін. – К.: Либідь, 1995. – 224 с.

Рекомендовано до публікації д.геол.-мін.н. В.В. Лукіновим 18.08.09