



Г. Г. ПИВНЯК,
академик НАН Украины,
доктор техн. наук
(Национальный горный университет)



В. И. САМУСЯ,
доктор техн. наук
(Национальный горный университет)



Ю. И. ОКСЕНЬ,
канд. техн. наук
(Национальный горный университет)

Постановка проблемы. Одно из основных направлений научно-инновационной деятельности Национального горного университета – разработка технологий утилизации геотермальной энергии при подземной разработке месторождений полезных ископаемых. Дефицит топливных ресурсов, рост цен на энергоносители вынуж-

УДК 622.485:621.577.4

Теория и практика теплонасосной утилизации теплоты шахтной воды

Изложены теоретические основы теплонасосных технологий и разработанного метода оптимизации параметров теплонасосных установок, использующих бросовую низкопотенциальную теплоту шахтной воды. Приведены данные о сооруженной на шахте «Благодатная» теплонасосной установке и проекте утилизации теплоты шахтной воды, выполненном для шахты им. Н. И. Сташкова ЧАО «ДТЭК Павлоградуголь».

Ключевые слова: шахтная вода, тепловой насос, оптимизация.

Контактная информация: E-mail: yuroksen@rambler.ru

дают искать пути снижения потребления энергии, развивать и применять энергосберегающие технологии. К их числу относятся теплонасосные технологии преобразования низкопотенциальной природной и бросовой теплоты промышленных установок в высокопотенциальную теплоту для использования ее в системах отопления и горячего водоснабжения [1, 2].

К достоинствам теплонасосных технологий можно отнести энергетическую эффективность, экологическую чистоту, возможность полной автоматизации управления процессами. Фактор, сдерживающий их реализацию, – высокая стоимость, причем не только теплонасосного оборудования, но и систем сбора низкопотенциальной теплоты. Использование шахтной воды в качестве источника низкопотенциальной теплоты значительно упрощает систему ее сбора и подачи к тепловым насосам, что делает угольные шахты с большим притоком воды весьма привлекательными объектами для внедрения теплонасосных технологий [3, 4].

Цель исследования – разработка методологических основ оптимизации проектных параметров установок, использующих теплоту шахтной воды, и опыт практического применения теплонасосных технологий.

Объект исследования. Недостаток шахтной воды как источника низкопотенциальной теплоты – загрязненность взвешенными частицами, химическая агрессивность по отношению к металлам и др. Поэтому, чтобы защитить поверхности теплообмена испарителя теплового насоса от загрязнения и химического воздействия для передачи теплоты от шахтной воды к рабочему веществу (хладагенту) теплового насоса, желательно применить схему с промежуточным контуром, в котором циркулирует чистая вода либо низкозамерзающий холодоноситель.

Аналогичный промежуточный контур с чистой водой целесообразно использовать и для передачи теплоты от хладаген-

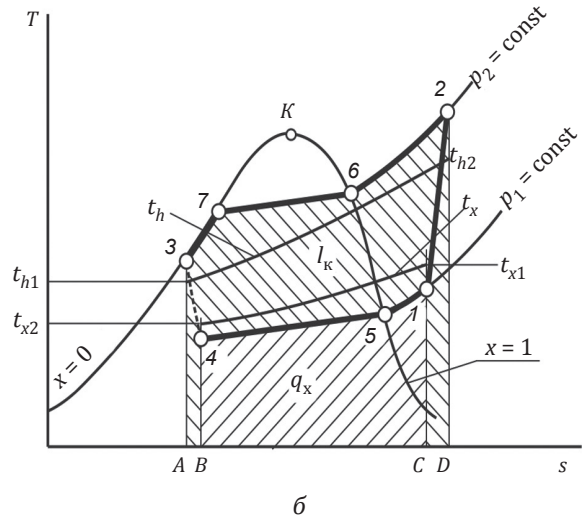
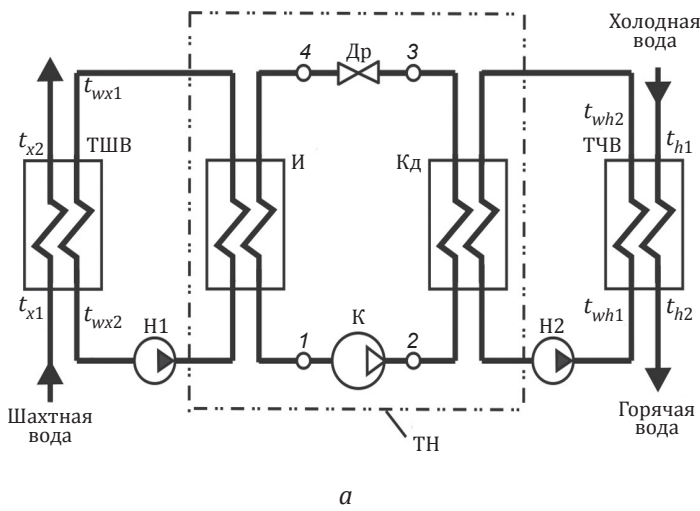


Рис. 1. Схема теплонасосной установки (а) и термодинамический цикл (б) теплового насоса: ТН – тепловой насос; К – компрессор; И – испаритель; Кд – конденсатор; Др – дроссель; ТШВ и ТЧВ – теплообменники шахтной и чистой воды; Н1 и Н2 – насосы.

та к высокопотенциальному теплоносителю, особенно если он движется в разомкнутом контуре (например, в случае нагрева воды для системы горячего водоснабжения). Схема теплонасосной установки (ТНУ) с промежуточными контурами приведена на рис. 1, в координатах T (температура) и s (энтропия) показан термодинамический цикл теплового насоса.

Тепловой насос, основные элементы которого компрессор, конденсатор, испаритель и дроссель, работает по обратному термодинамическому циклу. Термодинамический цикл на рис. 1, б изображен на фоне линий насыщенной жидкости, для которой степень сухости пара $x = 0$, сухого насыщенного пара $x = 1$, сходящихся в критической точке K , и изобар $p_1 = \text{const}$ и $p_2 = \text{const}$, соответствующих давлениям всасывания и нагнетания компрессора.

В области влажного пара изобары показаны наклонно, что характерно для смесевых рабочих веществ, кипящих при переменной температуре. Линия 1-2 отражает процесс сжатия пара хладагента в компрессоре, 2-6-7-3 – охлаждение, конденсацию и переохлаждение конденсата в конденсаторе, 3-4 – дросселирование и 4-5-1 – кипение и перегрев пара в испарителе. Заштрихованные площади фигур $B-4-5-1-C-B$ и $A-3-7-6-2-D-C-1-5-4-B-A$ соответствуют количеству теплоты, отбираемой у низкотемпературного источника (удельной

холодильной мощности цикла q_x), и удельной работе компрессора l_k . Сумма этих площадей равняется удельной тепловой мощности цикла q_T , т. е. количеству теплоты, отдаваемой высокотемпературному источнику (определяется площадью фигуры $A-3-7-6-2-D-A$).

Аналитически уравнение энергетического баланса теплового насоса может быть записано в виде

$$q_T = q_x + l_k$$

или

$$Q_T = Q_x + N_K$$

где Q_T , Q_x и N_K – тепловая мощность, холодильная мощность теплового насоса и мощность компрессора, кВт.

Мощности и удельные энергетические параметры связаны между собой соотношениями:

$$Q_T = m_{p,t} q_T; \quad Q_x = m_{p,t} q_x; \quad N_K = m_{p,t} l_k$$

где $m_{p,t}$ – массовый расход рабочего тела (хладагента) теплового насоса, кг/с.

Эффективность тепловых насосов характеризуется коэффициентом преобразования энергии COP (сокращенно от английского *coefficient of performance*), равным отношению теплоты, переданной высокотемпературному источнику, к затраченной для этого работе:

$$COP = q_T / l_k = Q_T / N_K$$

Цикл с перегревом пара в выходной части испарителя (линия 5–1) и переохлаждением конденсата (линия 7–3), которое можно осуществить как в самом конденсаторе, так и в отдельном аппарате, приведен на рис. 1, б. В результате перегрева пара эффективность теплового насоса снижается, однако перегрев необходим, чтобы избежать попадания жидкой фазы хладагента в компрессор и не допустить работу компрессора «влажным ходом», при котором поверхности элементов рабочей полости подвергаются повышенному износу.

Переохлаждение конденсата за счет отдачи теплоты нагреваемой воде, напротив, способствует повышению эффективности насоса, поскольку потери энергии в процессе дросселирования уменьшаются и в испаритель попадает больше жидкой фазы. На испарение большего количества жидкости затрачивается больше низкопотенциальной теплоты, вследствие чего холодильная q_x и тепловая мощность цикла q_T увеличиваются при одинаковой работе компрессора l_k . Особенно существенно действие данного фактора в случае применения тепловых насосов в системах горячего водоснабжения, когда начальная температура нагреваемой холодной воды низка (зимой 5–10 °С, летом 15–20 °С).

Методологические основы оптимизации.

Эффективность теплового насоса возрастает при повышении температуры кипения $t_{\text{кип}}$ и снижении температуры конденсации $t_{\text{кон}}$ хладагента. Из рис. 1, б видно, что при таком изменении температур линии 2–6–7–3 и 4–5–1 сближаются, холодильная мощность цикла q_x увеличивается, а работа компрессора l_k уменьшается. Возможности повышения $t_{\text{кип}}$ и снижения $t_{\text{кон}}$, однако, ограничиваются температурами соответственно шахтной t_x и нагреваемой t_h воды (на рис. 1, б изменение этих температур в установке от начальной до конечной, т. е. от t_{x1} до t_{x2} и от t_{h1} до t_{h2} , показано соответствующими линиями).

При стремлении температуры кипения хладагента к температуре шахтной воды ($t_{\text{кип}} \rightarrow t_x$) и температуры его конденсации к температуре нагреваемой воды ($t_{\text{кон}} \rightarrow t_h$) энергетическая эффективность ТНУ повышается, обеспечивая снижение количества потребляемой электроэнергии, ее стоимости и эксплуатаци-

онных затрат на установку. При этом площадь поверхности теплообмена теплообменных аппаратов, их стоимость и капитальные затраты на сооружение ТНУ увеличиваются. Из рис. 1, б следует, что наибольшее приближение температур хладагента к температурам шахтной и нагреваемой воды наблюдается в точках 1, 4, 3 и 6 термодинамического цикла. Температурные напоры в соответствующих этим точкам сечениях теплообменных аппаратов будут определяться разностями температур:

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{wx2} - t_1; & \Delta t_4 &= t_{wx1} - t_4; & \Delta t_3 &= t_{wh1} - t_3; \\ \Delta t_6 &= t_{wh6} - t_6; & \Delta t_{x1} &= t_{x1} - t_{wx2}; & \Delta t_{x2} &= t_{x2} - t_{wx1}; \\ \Delta t_{h1} &= t_{wh2} - t_{h1}; & \Delta t_{h2} &= t_{wh1} - t_{h2}, \end{aligned}$$

где t_1, t_3, t_4, t_6 – температура хладагента в точках 1, 3, 4 и 6 цикла;

t_{wx1}, t_{wx2} и t_{wh1}, t_{wh2} – температура воды в промежуточных контурах на входе и выходе аппаратов (см. рис. 1, а);

t_{wh6} – температура воды в сечении конденсатора, в котором начинается конденсация хладагента.

Разноплановое влияние указанных температурных напоров на эксплуатационные и капитальные затраты по ТНУ обуславливает существование минимума таких экономических критериев, как приведенные затраты на ее сооружение и эксплуатацию или срок окупаемости капитальных затрат.

Для теплонасосных установок, утилизирующих теплоту шахтной воды в целях горячего водоснабжения, разработаны метод и алгоритмы оптимизации температурного и гидравлического режимов, основных конструктивных параметров оборудования, обеспечивающих минимум выбранного экономического критерия – приведенных затрат или срока окупаемости. Компьютерные программы оптимизации написаны в системе Matlab.

Практическая реализация результатов исследования. Национальный горный университет совместно с ГП «Днепрогипрошахт» разработали проекты теплонасосных установок для шахт «Благodatная» и им. Н. И. Сташкова ЧАО «ДТЭК Павлоградуголь».

Проект теплонасосной установки для шахты «Благodatная» реализован в 2010 г. В январе 2011 г. установка сдана в эксплуатацию и успешно работает уже седьмой год. Это первая в Украи-

не и наиболее мощная в мире (тепловая мощность 800 кВт) ТНУ, использующая теплоту шахтной воды. Она состоит из трех теплонасосных модулей, организованных по предложенной схеме (см. рис. 1, а) и позволяет за 7-часовой рабочий цикл нагреть 120 м³ воды до температуры 45 °С. Три тепловых насоса НКТ-270 спроектированы и изготовлены ПАО «Мелитопольский завод холодильного машиностроения «Рефма», оснащены винтовыми полугерметичными компрессорами компании Bitzer, пластинчатыми испарителями и конденсаторами компании «Альфа-Лаваль», хладагент – озонобезопасный фреон R407C.

Теплообменники шахтной воды – кожухотрубные. В трубном пространстве движется шахтная вода, в межтрубном – вода промежуточного контура. Теплообменник – трехходовой по шахтной воде. Трубный пучок состоит из 300 медных трубок, каждая наружным диаметром 20 мм и толщиной стенки 2 мм, площадь поверхности теплообмена 34 м². Теплообменники чистой воды – пластинчатые разборные Р 0,21-16-2-01, площадь поверхности теплообмена 16 м².

Расчетные расходы теплоносителей в контурах каждого модуля составляют: 66,7 м³/ч – в контуре шахтной воды; 5,7 м³/ч – в контуре чистой нагреваемой воды для системы горячего водоснабжения; 63 м³/ч – в промежуточном контуре испарителя; 5,7 м³/ч – в промежуточном контуре конденсатора.

Чтобы обеспечить независимость работы систем подготовки и расходования горячей воды, предусмотрено ее накопление в пяти баках-аккумуляторах общей вместимостью 100 м³.

Результаты экспериментальных исследований теплонасосной установки показали, что измеренные значения расходов сред в контурах, температур и тепловой мощности хорошо согласуются с расчетными. Фактические значения коэффициентов преобразования энергии тепловых насосов, рассчитанные по экспериментальным данным, составляют 3,97–4,20,



Рис. 2. Общий вид теплонасосной установки на шахте «Благodatная».

а для теплонасосных модулей (с учетом электрической мощности, потребляемой водяными насосами) – 3,32–3,53.

Благодаря компактной конструкции тепловых насосов (рис. 2), все оборудование установки, в том числе и баки-аккумуляторы, размещены в сравнительно небольшом помещении размерами в плане 10,5×12 м и рабочей зоной по высоте 5,5 м. Помещение располагается в здании вспомогательного ствола, по которому выдается шахтная вода, т. е. расстояние от точки ее отбора до ТНУ минимально. Установка работает в автоматическом режиме и не требует постоянного присутствия обслуживающего персонала.

При разработке проекта теплонасосной установки для шахты им. Н. И. Сташкова [5] реализованы такие инновационные решения:

- использование низко- и высокопотенциальной теплоты, вырабатываемой тепловыми насосами, для комплексного обеспечения потребности шахты в горячей воде, отоплении и кондиционировании воздуха;
- применение в тепловых насосах процесса переохлаждения конденсата хладагента холодной водой, нагреваемой для системы горячего водоснабжения, что дает возможность

увеличить холодильную и тепловую мощность насосов при том же количестве потребляемой электрической энергии, и в условиях довольно низкой температуры шахтной воды (12 °С) получить достаточно высокий коэффициент преобразования энергии: $COP = 4,5$.

Тепловая мощность тепловых насосов определена на основе оптимизационных расчетов длительности суточного рабочего цикла насосов по подготовке воды для системы горячего водоснабжения. Расчетное значение тепловой мощности одного теплового модуля составило 260 кВт, из которых 200 кВт отбирается от шахтной воды. При этом каждый теплонасосный модуль нагревает 6 м³/ч воды от 8 до 45 °С. Одновременная работа двух модулей обеспечивает подготовку 140 м³ горячей воды за 12 ч. Потребность в кондиционировании воздуха удовлетворяется попутно в режиме подготовки горячей воды. Третий модуль предназначается для обогрева гардеробных помещений банного комплекса и является резервным для системы горячего водоснабжения.

Срок окупаемости капитальных затрат теплоносной установки шахты «Благodatная» составляет 3,2 года, шахты им. Н. И. Сташкова – 4,2 года.

Выводы. В результате исследований разработаны:

метод, алгоритмы и компьютерные программы оптимизации параметров теплоносных установок, использующих теплоту шахтной воды по критерию минимума показателя экономической эффективности – приведен-

ных затрат или срока окупаемости капитальных затрат;

проекты теплоносных установок, использующих теплоту шахтной воды, для шахт «Благodatная» и им. Н. И. Сташкова ЧАО «ДТЭК Павлоградуголь» тепловой мощностью соответственно 800 и 780 кВт.

Промышленные испытания и опыт успешной эксплуатации теплонасосной установки на шахте «Благodatная» свидетельствуют о достаточно высоком качестве выполненных проектов, надежности и работоспособности разработанного теплонасосного и теплообменного оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Долинский А. А. Альтернативное теплоснабжение на базе тепловых насосов: критерии оценки / А. А. Долинский, Б. Х. Драганов, Т. В. Морозюк // Промышл. теплотехника: междунар. науч.-приклад. журн. – 2007. – Т. 29, № 6. – С. 67–71.
2. *Новітні принципи теплонасосних та когенераційних технологій використання вихідного тепла: моногр.* / [М. М. Табаченко, В. І. Самуся, Р. О. Дичковський та ін.]. – Дніпропетровськ: Нац. гірнич. ун-т, 2012. – 247 с.
3. Самуся В. И. Теплонасосная утилизация сбросового тепла шахтной воды. Установка горячего водоснабжения / В. И. Самуся, Ю. И. Оксень, Ю. А. Комиссаров, М. В. Радюк // Наук. вісн. НГУ. – 2012. – № 4. – С. 143–144.
4. Пат. 61130 Україна, МПК F24D 17/02. Установка горячего водопостачання / В. І. Самуся, Ю. І. Оксень, М. В. Радюк, Ю. О. Мишанський; заявник і патентовласник Нац. гірн. ун-т. – № u 2010 14979; заявл. 13.12.10; опубл. 11.07.11, Бюл. № 13.
5. Голубничий В. Г. Утилизация низкопотенциального тепла шахтной воды / В. Г. Голубничий, С. А. Дмитриенко, Г. В. Ляхович, С. В. Пушкова // Уголь Украины. – 2013. – № 9. – С. 13–15.

ПО МАТЕРИАЛАМ ЖУРНАЛА «УГОЛЬ УКРАИНЫ» ПРОШЛЫХ ЛЕТ

Год 1978

В журнале № 1 в статье К. П. Бочарова, Б. С. Фалькова, А. А. Чакова «Защита синхронных электродвигателей вентиляторов от работы в асинхронном режиме» проанализированы существующие устройства защиты синхронных двигателей от длительной работы в асинхронном режиме, обоснован выбор защиты от работы в асинхронном режиме по фазе тока статора для приводных СД вентиляторов. Для приводных синхронных электродвигателей вентиляторов, работающих с положительным плавно изменяющимся моментом сопротивления на валу и с опережающим $\cos\phi$, защита от асинхронного режима может выполняться по фазе тока статора. Надежная работа указанной защиты во всем диапазоне нагрузок синхронного электродвигателя, возможность ее применения на синхронных электродвигателях любой мощности с разными конструктивными особенностями в наибольшей степени отвечают требованию универсальности, предъявленному к комплектам аппаратуры автоматизации вентиляторных установок главного проветривания шахт.