

УДК 620.91(477)+797.34(477)

Д. В. ВЫБОРНОВ, С. И. МОНАХ

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА РАБОТЫ
ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА,
ИСПОЛЬЗУЮЩЕГО ТЕПЛОТУ ШАХТНОЙ ВОДЫ**

Выполнен термодинамический анализ работы парокompрессионной теплонасосной установки (ТНУ), использующей теплоту шахтной воды для нужд теплоснабжения. Произведена оценка температурных и энергетических потенциалов в процессе цикла.

тепловая мощность, хладагент, термодинамический цикл, тепловой насос, эксэргия**ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ**

В связи с дефицитом топливно-энергетических ресурсов намечается четкая тенденция к использованию на предприятиях альтернативных источников энергии. В частности, на угледобывающих предприятиях в качестве низкотемпературного источника теплоты может использоваться и используется шахтная вода, которая после осветления поступает в теплообменник-испаритель теплонасосной установки (ТНУ). Для более эффективной работы и правильного подбора вновь устанавливаемого теплонасосного оборудования необходимо проанализировать особенности термодинамического цикла ТНУ, с чем и связана проблематика данной статьи.

ЦЕЛЬ СТАТЬИ И ФОРМУЛИРОВКА ЗАДАНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Работа посвящена оценке эффективности термодинамического цикла ТНУ, использующей теплоту шахтной воды для нужд теплоснабжения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В ходе исследования проведен анализ термодинамического цикла работы парокompрессионной ТНУ, использующей теплоту шахтной воды с температурой 20 °С на нужды теплоснабжения с температурой 50 °С [1–3]. В качестве рассматриваемых рабочих тел циклов как безопасные для окружающей среды могут приниматься хладагенты R410a и R407c. В качестве объекта расчетно-аналитического исследования была принята ТНУ, использующая хладагент R410a.

Перед построением цикла необходимо определить давления насыщения при испарении и конденсации. Поскольку по рекомендациям [4, 5] температурный напор в процессе передачи теплоты в теплообменниках должен составлять 10 °С, и от этой температуры необходимо также отнять величину перегрева в трубопроводе перед компрессором, принимаемую 10 °С, а температура шахтной воды составляет 20 °С, то температура испарения составит 0 °С. Поскольку процесс испарения для упрощения можно принять изобарным, давление в испарителе для данной температуры будет составлять 7,7 бар.

Т. к. для нужд теплоснабжения требуется теплоноситель с температурой 50 °С, то, с учетом температурного напора, хладагент на входе в конденсатор должен иметь температуру 60 °С. Следовательно, поскольку процесс конденсации для упрощения можно принять изобарным, давление в конденсаторе будет составлять 37 бар.

Рассмотрим для начала идеальный цикл ТНУ (рис. 1, 2).

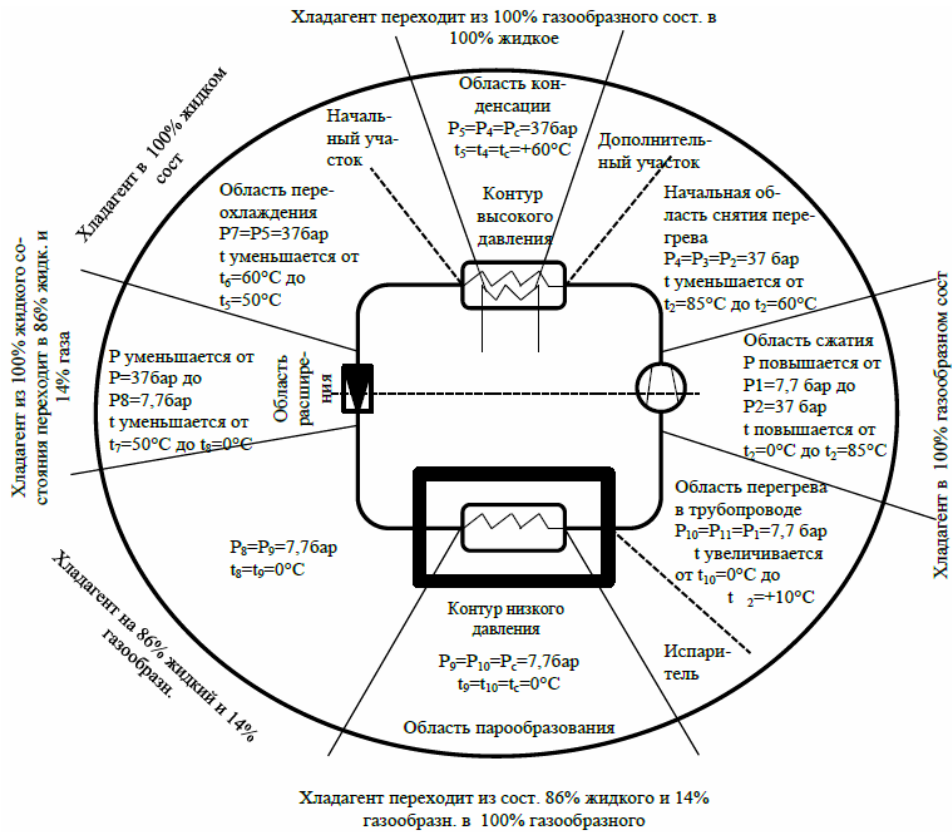


Рисунок 1 – Упрощенная схема цикла парокompрессионного теплового насоса.

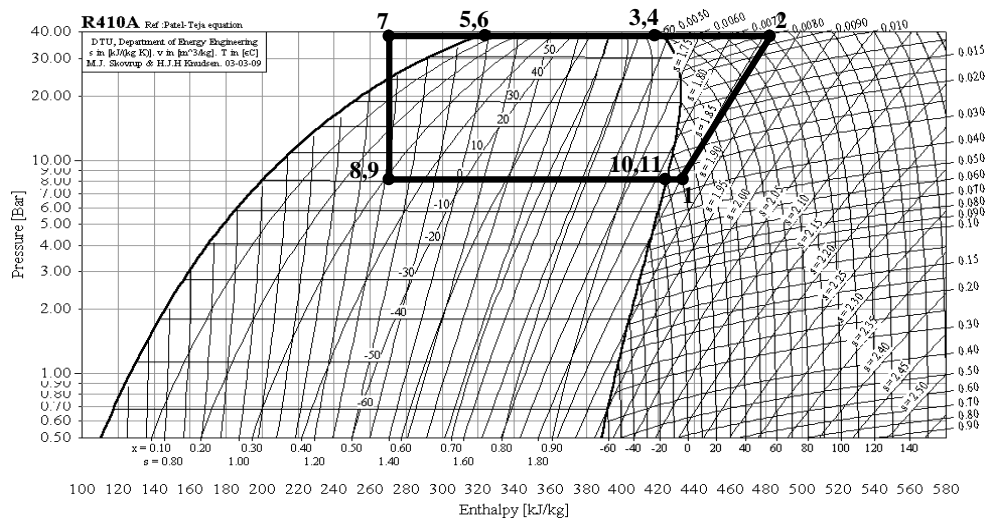


Рисунок 2 – Цикл идеальной ТНУ, утилизирующей теплоту шахтной воды на нужды теплоснабжения в h - lgP – координатах.

Перед компрессором (т. 1) хладагент полностью в газообразном состоянии (насыщенный пар). Давление равно давлению в контуре низкого давления и равно давлению в испарителе, 7,7 бар. Компрессор адиабатически сжимает хладагент до температуры 97 °С, которая превышает нужную температуру испарения. Снятие перегрева после компрессора происходит частично в трубопроводе между компрессором и конденсатором, и частично при входе в конденсатор. В конденсаторе устанавливается температура конденсации для данного давления (60 °С). На участке 6–7 происходит начальное переохлаждение в трубопроводе. Падение температуры при переохлаждении целесообразно принять на 20 °С. В дросселе часть хладагента (14 %) мгновенно испаряется, за счет чего

температура жидкой фазы резко понижается до 0 °С на выходе. Давление понижается с 37,0 до 7,7 бар. Хладагент с температурой 0 °С поступает в испаритель, где оставшаяся часть хладагента испаряется за счет отбора теплоты у шахтной воды. Увеличение степени сухости двухфазной смеси не очень благоприятно влияет на КПД испарителя. Расчетные параметры цикла в характерных точках приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры идеального цикла ТНУ с рабочим телом R410a в характерных точках

Точка	Параметры					
	p, бар	t, °С	v, м ³ /кг	h, кДж/кг	s, кДж/кг	x, %
1	7,7	10	0,037	433	1,85	100
2	37,0	97	0,008	478	1,85	100
3,4	37,0	60	0,005	427	1,68	100
5,6	37,0	59	–	318	1,37	100
7	37,0	20	–	231	1,34	0
8,9	7,7	-2	–	231	1,12	14
10,11	7,7	0	0,034	424	1,82	100

Цикл идеальной парокompрессионной холодильной машины, работающей при заданных параметрах приведен на рисунке 1.

Однако следует заметить, что при осуществлении реального цикла с такими параметрами возникнут проблемы в виде высокой температуры хладагента в конце сжатия. При повышении температуры хладагента свыше 80 °С появляется высокая вероятность образования углерода в масле, что негативно влияет на его смазочные характеристики. Также происходит перегрев рабочих частей и корпуса компрессора, что вынуждает применять серьезные мероприятия по охлаждению корпуса компрессора, что, в свою очередь, приводит к удорожанию ТНУ за счет увеличения материалоемкости и внесения в конструкцию системы охлаждения. При этом в случае задействования системы охлаждения на этот процесс дополнительно затрачивается энергия, что снижает эффективность ТНУ. Следует также учитывать, что при эксплуатации реальной ТНУ точка конца сжатия будет еще смещаться в область повышения температуры из-за присутствия индикаторного, механического и объемных коэффициентов полезного действия, что тоже приведет к негативным последствиям.

Для снижения температуры хладагента в конце сжатия возможно применение компрессора, осуществляющего процесс «мокрого» сжатия (на всас поступает двухфазная жидкость, на выходе из компрессора имеются сухие пары хладагента). Цикл ТНУ, осуществляющей «мокрое» сжатие в компрессоре с температурой сжатого сухого пара не выше 85 °С, представлен на рисунке 2. Точка конца сжатия располагается на кривой насыщения. В этом случае необходимо отметить, что КПД такой установки относительно невелик, поскольку работа компрессора расходуется не только непосредственно на сжатие хладагента и увеличение температуры его паров, но и на парообразование жидкой фазы смеси, поступающей на всас. Еще одним негативным фактором при эксплуатации компрессора, осуществляющего «мокрое» сжатие (рис. 3), является возможность возникновения явления кавитации, которое разрушает рабочие части механизмов.

Для увеличения КПД ТНУ и наиболее рационального использования теплоты шахтной воды с термодинамической точки зрения авторами предлагается использовать в установке компрессор с впрыском хладагента среднего давления. При этом компрессор в предлагаемой ТНУ осуществляет цикл квазидвухступенчатого сжатия. Часть хладагента после предварительного дросселирования перепускается и, охладившись в теплообменнике при понижении давления, поступает на штуцер впрыска компрессора. В зависимости от конструктивного исполнения компрессора подмешивание парожидкостной смеси среднего давления может осуществляться также во внешнем трубопроводе, идущем вдоль компрессора, куда поступают горячие пары хладагента с первичного сжатия. Смешивание происходит с помощью регулирующего вентиля впрыска. Этот впрыск производится для понижения температуры газа, который вначале проходит через корпус компрессора, охлаждая его, а затем поступает в цилиндры вторичного сжатия. Такая технология получила активное применение в тепловых насосах типа «Zubadan», использующих теплоту наружного воздуха.

Благодаря проведенному термодинамическому анализу приведенных выше циклов можно заключить, что наибольший КПД в сочетании приближенности к реальным условиям эксплуатации обладает именно цикл с квазидвухступенчатым сжатием (рис. 4). Температура конца сжатия составляет не более 80 °С, что позволяет исключить негативное влияние перегрева масла и рабочих частей

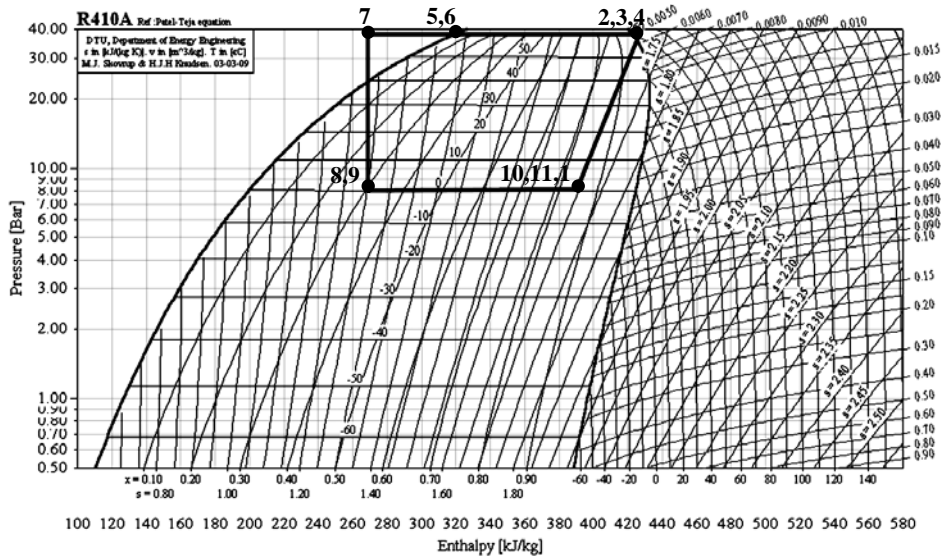


Рисунок 3 – Цикл ПКХМ, утилизирующей теплоту шахтной воды на нужды теплоснабжения в h - lgP – координатах при осуществлении «мокрого» сжатия.

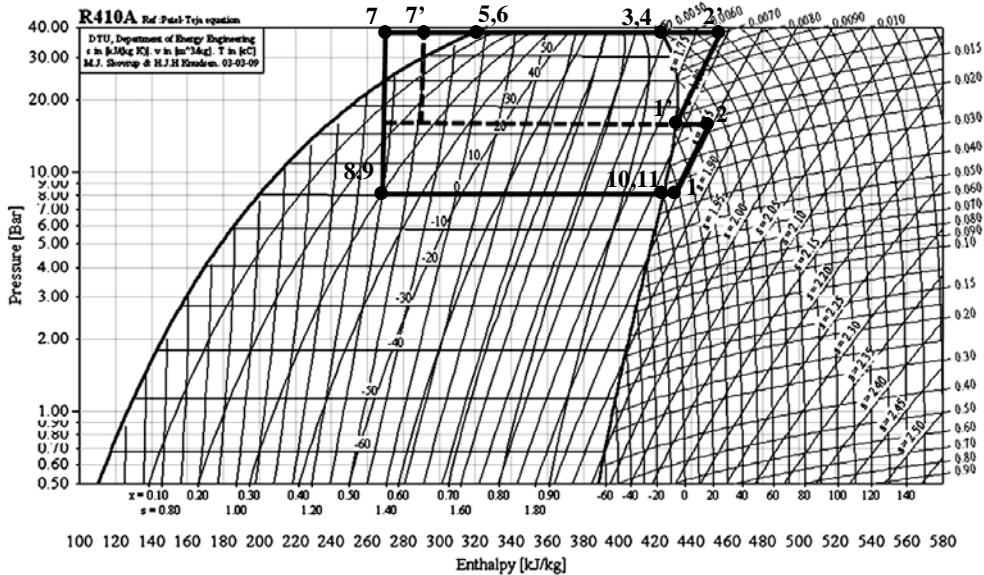


Рисунок 4 – Цикл ПКХМ, утилизирующей теплоту шахтной воды на нужды теплоснабжения в h - lgP – координатах при осуществлении квазидвухступенчатого сжатия.

механизма при тех же температурах отбора теплоты от шахтной воды и температуре воды на нужды теплоснабжения.

Далее приведены некоторые тепловые характеристики ТНУ, отбирающей теплоту шахтной воды с температурой 20 °С для нужд теплоснабжения с температурой 50 °С.

1. Удельная холодопроизводительность нетто (полезная) на килограмм циркулирующего хладагента, $q_{0m,n}$, равна разности энтальпий на выходе и входе холодильной камеры и является суммой удельной холодопроизводительности, относящейся к испарителю (точки 10–8/9) и удельной холодопроизводительности, относящейся к внутреннему объему холодильной камеры (т. 11–10) и связанной с полезным перегревом

$$q_{0m,n} = h_{11} - h_{8/9}; q_{0m,n} = 424 - 231 = 193 \text{ кДж/кг.} \quad (1)$$

2. Объемная холодопроизводительность нетто (полезная) на кубический метр хладагента, поступающего в компрессор, $q_{0v,n}$, равна отношению удельной холодопроизводительности нетто к удельному объему паров хладагента, всасываемых компрессором

$$q_{0v,n} = \frac{q_{0m,n}}{v_1}; q_{0v,n} = \frac{193}{0,037} = 5216 \text{ кДж/м}^3. \quad (2)$$

3. Удельная холодопроизводительность брутто на килограмм циркулирующего хладагента, $q_{0m,b}$, равна разности энтальпий хладагента между входом в компрессор и входом в испаритель (ТА с шахтной водой)

$$q_{0m,b} = h_1 - h_{8/9}; q_{0m,b} = 433 - 231 = 202 \text{ кДж/кг}. \quad (3)$$

4. Объемная холодопроизводительность брутто на кубический метр хладагента, поступающего в компрессор, $q_{0v,b}$, равна отношению удельной холодопроизводительности брутто к удельному объему паров, всасываемых в компрессор

$$q_{0v,b} = \frac{q_{0m,b}}{v_1}; q_{0v,b} = \frac{202}{0,037} = 5459 \text{ кДж/м}^3. \quad (4)$$

При расчете ТНУ необходимо учитывать следующие коэффициенты полезного действия.

1. Индикаторный КПД, $\eta_{инд}$. При реальном сжатии хладагента в компрессоре происходит не адиабатический процесс, а политропный. Когда пары хладагента попадают в компрессор, они имеют температуру ниже температуры стенок цилиндра и, следовательно, продолжают перегреваться. В конце же сжатия температура паров выше температуры стенок компрессора, следовательно, уже в конце сжатия пары хладагента отдают теплоту корпусу компрессора. Для того, чтобы компрессор не перегревался, предусматривается интенсификация его теплообмена с окружающей средой (воздухом, водой, маслом). К этим тепловым потокам добавляется еще теплота, возникающая от действия сил трения при движении поршня. Т. к. учесть все эти потоки теплоты очень сложно и трудоемко, предполагается, что часть теплоты идет на полезную работу над хладагентом (увеличение давления и температуры), а часть безвозвратно теряется за счет теплообмена компрессора с окружающей средой. Эти потери учитываются путем введения индикаторного КПД.

$$\eta_{инд} = \frac{w_u}{w_p} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (5)$$

где w_u – идеальная (изоэнтропная) работа сжатия;
 w_p – реальная (политропная) работа сжатия.

Определим при индикаторном КПД равным 80 %, как он повлияет на положение точки конца сжатия (т. 2).

$$h_2 = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{инд}} = 433 + \frac{478 - 433}{0,8} = 489,25 \text{ кДж/кг}.$$

Характеристики хладагента с поправкой на индикаторный КПД приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Термодинамические параметры точки конца сжатия хладагента с учетом коэффициентов полезного действия

Точка	Параметры				
	p, бар	t, °C	v, м ³ /кг	h, кДж/кг	s, кДж/кг
2 (при осуществлении идеального цикла)	37	97	0,008	478	1,85
2' (с учетом индикаторного КПД)	37	105	0,0082	489,25	1,87
2'' (с учетом механического КПД)	37	115	0,0089	495,5	1,89

2. Механический КПД, $\eta_{мех}$. Необходим для учета потерь энергии в механизме компрессора на трение движущихся частей.

$$\eta_{мех} = \frac{w_u}{w_p} = \frac{h_2 - h_1}{h_2'' - h_1}. \quad (6)$$

С учетом индикаторного КПД, при механическом КПД = 90 %, получим

$$h_2'' = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{инд} \cdot \eta_{мех}} = 433 + \frac{478 - 433}{0,8 \cdot 0,9} = 495,5 \text{ кДж/кг}.$$

Характеристики хладагента с поправкой на индикаторный и механический КПД приведены в таблице 2.

Произведение этих двух величин носит название эффективного КПД $\eta_{эф} = \eta_{инд} \cdot \eta_{мех}$.

Кроме этого, при проектировании ТНУ необходимо учитывать потери давления при всасывании в компрессор, потери давления на нагнетании из компрессора и потери давления в конденсаторе и в трубопроводе перед дросселем.

3. Также принято оценивать компрессор по полному объемному КПД, λ . Согласно идеальному циклу через цилиндры компрессора должен пройти определенный расход хладагента, однако из-за следующих факторов эта величина отличается от расчетной:

- запаздывание открытия и закрытия клапанов по отношению к конечным положениям поршня;
- влияние стенок, которые увеличивают температуру, а следовательно, удельный объем пара в пристенном слое, что приводит к уменьшению массового расхода;
- общее состояние установки, зависящее от скорости вращения вала, времени нахождения хладагента в цилиндре;
- негерметичность клапанов и трубопроводов, а также другие вторичные эффекты.

Все эти факторы учитываются путем введения полного объемного КПД, который для заданного объемного расхода при всасывании определяет значение описываемого объема за единицу времени и, следовательно, объем каждого цилиндра. Согласно [4] λ можно вычислить по формуле

$$\lambda = \frac{q_{v1}}{V_b} = \frac{q_m \cdot v_1}{V_b} = \frac{Q_{об} \cdot v_1}{q_{0mb} \cdot v_b} = \frac{Q_{об}}{q_{0vb} \cdot v_b}; \quad (7)$$

- где q_{v1} – удельный объемный расход хладагента в начале сжатия, м³/с;
 V_b – объемный расход хладагента брутто, м³/с;
 q_m – удельный массовый расход хладагента, кг/с;
 v_1 – удельный объем хладагента, м³/кг;
 $Q_{об}$ – холодопроизводительность брутто, кВт;
 q_{0mb} – удельная холодопроизводительность брутто на килограмм циркулирующего хладагента, кДж/кг;
 q_{0vb} – объемная холодопроизводительность брутто на кубический метр хладагента, поступающего в компрессор, кДж/м³.

К механическим характеристикам ТНУ относятся следующие величины.

1. Удельная работа изоэнтропного сжатия (теоретическая работа сжатия на 1 кг хладагента) определяется по формуле

$$w_u = h_2 - h_1; w_u = 478 - 433 = 45 \text{ кДж/кг}. \quad (8)$$

2. Удельная работа политропного сжатия (индикаторная) определяется по формуле

$$w_p = h_2 - h_1; w_u = 485,25 - 433,00 = 56,25 \text{ кДж/кг}. \quad (9)$$

3. Степень сжатия в компрессоре

$$\tau = \frac{P_c}{P_0}, \quad (10)$$

- где P_c – давление конденсации, бар;
 P_0 – давление в испарителе, бар.

$$\tau = \frac{37}{7,7} = 4,8.$$

Холодильные коэффициенты, учитываемые при проектировании ТНУ.

1. Холодильный коэффициент для изоэнтропного сжатия

$$\varepsilon_{is} = \frac{q_{0mb}}{w_u} = \frac{h_1 - h_{8/9}}{h_2 - h_1} = \frac{433 - 231}{478 - 433} = 4,49. \quad (11)$$

2. Холодильный коэффициент для политропного сжатия

$$\varepsilon_p = \frac{q_{0mb}}{w_p} = \frac{h_1 - h_{8/9}}{h_2 - h_1} = \frac{433 - 231}{489,25 - 433,00} = 3,59. \quad (12)$$

3. Холодильный коэффициент для эффективного сжатия

$$\varepsilon_{is} = \frac{h_1 - h_{8/9}}{h_{2*} - h_1} = \frac{433 - 231}{495,5 - 433,0} = 3,23. \quad (13)$$

4. Холодильный коэффициент для цикла Карно

$$\varepsilon_c = \frac{T_0}{T_c - T_0}, \quad (14)$$

где T_0 – температура испарения, К;
 T_c – температура конденсации, К.

$$\varepsilon_c = \frac{273}{333 - 273} = 4,55.$$

5. Внутренний показатель качества холодильной машины (термодинамический коэффициент эффективности), относящийся к эффективному сжатию

$$\zeta = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_c} = \frac{3,59}{4,55} = 0,79.$$

ВЫВОДЫ

1. Согласно произведенному анализу можно сделать вывод о целесообразности и эффективности применения компрессоров, использующих квазидвухступенчатое сжатие для утилизации теплоты шахтной воды на нужды теплоснабжения.

2. При расчете ТНУ необходимо учитывать все возможные коэффициенты, приближающие реальный цикл к осуществляемому в тепловом насосе.

3. Потери давления при всасывании и нагнетании вызывают следующие негативные явления: увеличивается степень сжатия; возрастает температура в конце сжатия; потребляемая мощность увеличивается; холодопроизводительность снижается; уменьшается общий КПД установки.

4. Данные статьи также могут служить материалом для анализа эксергии потоков теплоносителей в ТНУ, использующей теплоту шахтных вод.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лук'янов, О. В. Шахтні води як джерело теплоти для систем теплопостачання [Текст] / О. В. Лук'янов, С. І. Монах, Д. В. Выборнов // Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури. – Макіївка, 2010. – Вип. 2010-6(86) : Інженерні системи та техногенна безпека. – С. 90–95.
2. Выборнов, Д. В. Шахтні води як джерело теплоти для систем теплопостачання [Текст] / Д. В. Выборнов // Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури. – Макіївка, 2011. – Вип. 2011-5(91) : Інженерні системи та техногенна безпека. – С. 98–105.
3. Горожанкин, С. А. Техническая и ресурсная составляющая процесса энергоресурсосбережения в Украине [Текст] / С. А. Горожанкин, Д. В. Выборнов, С. И. Монах // Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури. – Макіївка, 2012. – Вип. 2012-2(94) : Інженерні системи та техногенна безпека. – С. 3–8.
4. Мааке, В. Учебник по холодильной технике [Текст] / В. Мааке, Г.-Ю. Эккерг, Ж. Л. Кошпен ; Перевод с французского д-ра техн. наук В. Б. Сапожникова. – Москва : Изд-во Ордена «Знак Почета» Московского университета, 1998. – 1135 с. – ISBN 2-85330-127-3.
5. Галимова, Л. В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы [Текст] : [Учебное пособие для специальностей «Техника и физика низких температур»] / Л. В. Галимова ; Астрахан. гос. тех. ун-т. – Астрахань : Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.

Получено 04.10.2013

**Д. В. ВИБОРНОВ, С. І. МОНАХ
 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ РОБОТИ
 ПАРОКОМПРЕСІЙНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА, ЩО ВИКОРИСТОВУЄ
 ТЕПЛОТУ ШАХТНОЇ ВОДИ**

Донбаська національна академія будівництва і архітектури

Виконано термодинамічний аналіз роботи парокомпресійної теплонасосної установки (ТНУ), що використовує теплоту шахтної води для потреб теплопостачання. Зроблено оцінку температурних і енергетичних потенціалів у процесі циклу.

теплова потужність, хладагент, термодинамічний цикл, тепловий насос, ексергія

DMITRY VYBORNOV, SVETLANA MONAKH
SCIENTIFIC OF THERMODYNAMIC CYCLE OF WORKS OF THE VAPOR
COMPRESSION HEAT PUMP WHICH USES HEAT MINE WATER
Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture

A thermodynamic analysis of the vapor compression heat pump unit, which uses heat of the mine water for heating has been carried out. The estimation of the temperature and the energy potential in the process cycle has been done.

heat capacity, refrigerant, thermodynamic cycle heat pump, exergy

Виборнов Дмитро Володимирович – аспірант кафедри теплотехніки, теплогазопостачання і вентиляції Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: енергоощадження в системах теплопостачання та гарячого водопостачання з використанням тепло насосних технологій.

Монах Світлана Ігорівна – кандидат технічних наук, доцент кафедри теплотехніки, теплогазопостачання і вентиляції Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: енергоощадження в системах теплопостачання при впровадженні тепло насосних та когенераційних технологій виробництва енергоносіїв.

Выборнов Дмитрий Владимирович – аспирант кафедры теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: энергосбережение в системах теплоснабжения и горячего водоснабжения с использованием теплонасосных технологий.

Монах Светлана Игоревна – кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: энергосбережение в системах теплоснабжения при внедрении теплонасосных и когерационных технологий производства энергоносителей.

Vybornov Dmitry – a post-graduate student, Heat Engineering, Heat and Gas Supply and Ventilation Department, Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Scientific interests: energy saving in heat and hot water supply systems with use of heatpump technics.

Monakh Svetlana – PhD (Eng.), the senior lecturer, Heat Engineering, Heat and Gas Supply and Ventilation Department, Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Scientific interests: heat saving in heat supply systems with introduction of heat pump and cogeneration technologies of energy carry production.