

УДК 620.91(477)+797.34(477)

Д. В. ВЫБОРНОВ, С. И. МОНАХ

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ В ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКЕ, ОСУЩЕСТВЛЯЮЩЕЙ ЦИКЛ КВАЗИДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕПЛООБМЕННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Проведен анализ тепловых потоков и потоков эксергии в теплонасосной установке, утилизирующей теплоту сбросных вод (в частности шахтной воды). Предложено применение цикла теплонасосной установки с квазидвухступенчатым сжатием в компрессоре для понижения температуры перегрева в конце сжатия. Составлен тепловой и эксергетический баланс данной установки с помощью методов термодинамического анализа, получены математические зависимости, описывающие потоки теплоты и эксергии.

теплонасосная установка (ТНУ), квазидвухступенчатое сжатие, компрессор, теплота, эксергия, конденсация, перегрев, адиабатный процесс, политропный процесс

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При использовании теплоты промышленных стоков или шахтной воды в качестве альтернативного источника энергии для теплоснабжения как объектов шахтного хозяйства, так и для нужд теплоснабжения коммунально-бытового сектора крайне важно правильно оценивать все потоки энергии и эксергии, протекающие в комплексе устройств установки для рационального подбора узлов ее теплотехнического оборудования и регулирования отпусками теплоты в процессе эксплуатации системы теплоснабжения на базе теплонасосной установки (ТНУ) [1].

ЦЕЛЬ СТАТЬИ И ФОРМУЛИРОВКА ЗАДАНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Работа посвящена математическому моделированию термодинамического цикла ТНУ, использующей теплоту шахтной воды для нужд теплоснабжения и работающей по циклу квазидвухступенчатого сжатия.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Основные теплообменные процессы, от которых зависит эффективность такой теплоснабжающей системы, при этом будут происходить непосредственно в теплонасосной установке, которая включает в себя теплообменные поверхности испарителя и конденсатора, а также (в различных модификациях) переохладителя и промежуточного теплообменника.

Авторами предложено применить цикл квазидвухступенчатого сжатия (КДС) хладагента (ХА) в компрессоре ТНУ для повышения тепловой эффективности и оптимизации работы установки. В этом случае необходимо учитывать разделение потока хладагента после прохождения теплообменных поверхностей высокого давления. Соединяются эти потоки уже в компрессоре после впрыска жидкой фазы хладагента среднего давления.

Математическое моделирование всех процессов тепло- и массообмена в ТНУ представляет собой сложную теоретическую задачу. Модели отдельных процессов тепло- и массообмена в отдельных узлах теплонасосной установки связать друг с другом методами математической физики не

представляется возможным. Математическое моделирование тепловых процессов только в теплообменниках первичного и вторичного контуров или только в компрессоре не дает возможности судить об эффективности работы установки в целом. Поэтому в данной работе целью было создание математической модели потоков энергии в ТНУ, использующей теплоту сточных вод, в частности вод шахтного водоотлива, с точки зрения термодинамического анализа потоков теплоты и эксергии.

С помощью термодинамического анализа тепловых процессов, протекающих в ТНУ, можно описать превращения теплоты в процессе цикла эксплуатации установки, предсказать результаты использования данного оборудования, а также наметить пути повышения эффективности использования ТНУ за счет устранения возможных причин непроизводительных потерь теплоты и обеспечения наиболее эффективных условий эксплуатации установки.

С этой целью основные технологические узлы установки условно выделены и ограничены некоторыми контрольными поверхностями. Схема потоков теплоты в традиционной теплонасосной установке, использующей теплоту шахтной воды, приведена на рис.

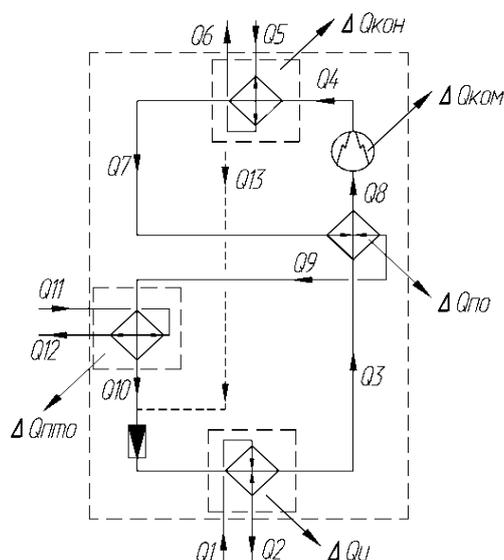


Рисунок – Распределение потоков теплоты в ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником, использующей цикл КДС.

В данной схеме приняты следующие обозначения: Q_1 – теплота, вносимая с шахтной водой в испаритель ТНУ; Q_2 – теплота, выносимая шахтной водой из испарителя ТНУ; Q_3 – теплота ХА после испарителя (включая догрев ХА на подходе к компрессору); Q_4 – теплота, подводимая к ХА в компрессоре на протяжении сжатия (за счет повышения); Q_5 – теплота высокопотенциального теплоносителя на входе в конденсатор; Q_6 – теплота высокопотенциального теплоносителя на выходе из конденсатора; ХА на выходе из конденсатора (после отдачи теплоты высокопотенциальному теплоносителю); Q_7 – теплота ХА после дросселя на подходе к конденсатору; Q_8 – теплота ХА после переохладителя (по «низкой» стороне); Q_9 – теплота ХА после переохладителя (по «высокой» стороне); Q_{10} – теплота высокопотенциального теплоносителя после промежуточного теплообменника; ΔQ_i – потери теплоты в испарителе; $\Delta Q_{ком}$ – потери теплоты в компрессоре; $\Delta Q_{кон}$ – потери теплоты в конденсаторе; $Q_{мех}$ – теплота подводимая в процессе сжатия к ХА за счет совершения механической работы.

Поскольку достоверным математическим аппаратом, позволяющим количественно описать тепловые потоки в каждом из теплообменников, получают с помощью совместного решения двух систем уравнений балансов, описывающих теплообменный аппарат в целом и дифференциальных уравнений, описывающих изменения энтальпий и температур при течении теплоносителей в аппарате [2]. Уравнения, описывающие функцию энтальпии, имеют большое значение, поскольку позволяют по известным теплофизическим величинам вычислять свойства вещества. Из термодинамического тождества

$$du = Tds - pdv.$$

В частности, величины Q_1 и Q_2 будут представлять теплоту низкопотенциального теплоносителя на входе в испаритель и остаточную теплоту низкопотенциального теплоносителя на выходе из испарителя.

$$Q_{1(2)} = G_{ш.в.} \cdot c_{ш.в.} \cdot t_{ш.в.}^{6x(6ыx)};$$

где $c_{ш.в.}$ – усредненная теплоемкость потока шахтной воды, кДж/(кг·град), определяемая по формуле

$$c_{ш.в.} = \frac{c_{н.в.} \cdot P_{н.в.} + c_{тв.} \cdot P_{тв.}}{P_{н.в.} + P_{тв.}},$$

$c_{н.в.}$; $c_{тв.}$ – удельные теплоемкости соответственно низкопотенциального теплоносителя (собственно шахтной воды) и твердых взвесей в ней, кДж/кг·град;
 $P_{н.в.}$; $P_{тв.}$ – массовые доли воды и твердых частиц соответственно;
 $G_{ш.в.}$ – массовый расход шахтной воды, кг/с;
 $t_{ш.в.}^{6x}$ – температура шахтной воды на входе в конденсатор ТНУ;
 $t_{ш.в.}^{6ыx}$ – температура шахтной воды на выходе из конденсатора ТНУ.

Теплота, получаемая потребителем (системой теплоснабжения) в качестве нагрева (или догрева) высокопотенциального теплоносителя (воды), вычисляется как разница величин Q_5 и Q_6

$$Q_5 = c_{выс.} \cdot G_в \cdot t_{выс.}^{6x}, \quad Q_6 = c_{выс.} \cdot G_в \cdot t_{выс.}^{6ыx},$$

где $c_{выс.}$ – теплоемкость высокопотенциального теплоносителя, кДж/(кг·град);
 $G_в$ – массовый расход высокопотенциального теплоносителя, кг/с;
 $t_{выс.}^{6x}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на входе в испаритель ТНУ;
 $t_{выс.}^{6ыx}$ – температура высокопотенциального теплоносителя на выходе из испарителя ТНУ.

Теплота парожидкостной смеси ХА в процессе осуществления цикла обусловлена массовым расходом ХА, а также граничными величинами количества энергии, которые выражаются через энтальпию

$$Q_{3,4,7} = G_{ХА} \cdot q_{хаi} = G_{ХА} \cdot (h_{нач} - h_{кон}),$$

где $G_{ХА}$ – расход ХА в данной точке цикла;
 $q_{хаi}$ – удельная тепло- или холодопроизводительность узла ТНУ;
 $h_{нач}$; $h_{кон}$ – соответственно начальное и конечное значение энтальпии хладагента в процессе, кДж/(кг·К).

Теплота ХА после испарителя (Q_3) характеризует количество тепловой энергии, полученное им при теплообмене с низкопотенциальным теплоносителем.

$$Q_3 = G_{ХА} \cdot (h_1 - h_4),$$

где h_1 – энтальпия ХА перед компрессором, кДж/(кг·К);
 h_4 – энтальпия ХА после дросселя, кДж/(кг·К).

Энергия, подведенная к рабочему агенту в компрессоре состоит из теплоты, получаемой при сжатии ХА, $Q_{мех}$, кДж/кг, и теплоты, получаемой за счет совершенной над ХА работы сжатия, $Q_{мех}$

$$Q_{мех} = G_{ХА} \cdot l_{сж} = G_{ХА} \cdot (h_{2a} - h_1); \quad Q_{мех} = G_{ХА} \cdot l_{сж} = G_{ХА} \cdot (h_{2a} - h_1) \cdot \tau_{комХА},$$

где $l_{сж.}$ – работа сжатия в компрессоре;
 h_{2a} – значение энтальпии ХА в конце сжатия в компрессоре, кДж/(кг·К);
 $\tau_{комХА}$ – термодинамическая функция компрессора как узла ТНУ, выражаемая формулой

$$\tau_{комХА} = 1 - \frac{(273 + t_{o.c.})}{T_{ср.ком}^{ХА}},$$

где $t_{o.c.}$ – температура окружающей среды, °С;
 $T_{ср.ком}^{ХА}$ – среднелогарифмический температурный напор в компрессоре, К, определяемый по формуле

$$T_{\text{ср.ком}}^{\text{XA}} = \frac{t_{2a} - t_1}{\ln \frac{273 + t_{2a}}{273 + t_1}}$$

Следует отметить, что значение энтальпии в положении точки «2а» характеризует состояние ХА в конце сжатия с учетом индикаторного КПД, т. е. поправкой на политропное сжатие вместо адиабатического. Строго адиабатный процесс в компрессорах получить невозможно вследствие сложности полной тепловой изоляции потока ХА от окружающей среды [3]. В теории компрессоров также рассматривают изоэнтропный процесс сжатия, но, в данном случае, при сжатии ХА (как и в большинстве других) такой процесс не осуществляется. Рассматривают два типа процессов, осуществляемых в компрессорах: случай, когда $n < k$, и случай, когда $n > k$. Первый сопровождается изменением энтропии и повышением температуры газа. В случае сжатия ХА будет наблюдаться увеличение энтальпии, а также прирост эксергии ХА. Описание процессов, осуществляемых реальными газами, весьма затруднительно даже на современном этапе развития математического аппарата. Поэтому в качестве изначального упрощения принимается допущение, что ХА в парообразном состоянии подчиняется законам идеального газа. Как показывают расчеты, такое допущение незначительным образом влияет на адекватность действительной физической модели и может быть принято без риска повлиять на достоверность расчётов [4, 5].

С учетом уравнения состояния идеального газа для начальных параметров сжатия

$$Q_{\text{мех}} = \frac{n}{n-1} R [T_{2a} - T_1].$$

Поскольку уравнения политропного и адиабатного процессов полностью идентичны за исключением значения показателя, то для изоэнтропного процесса сжатия в компрессоре справедливы аналогичные соотношения.

Полный энергетический баланс для ТНУ с переохладителем и промежуточным теплообменником, работающей по циклу КДС, будет выглядеть следующим образом

$$(Q_1 - Q_2 + Q_{10} - Q_3 - \Delta Q_{\text{и}}) + (Q_3 + Q_7 - Q_8 - Q_9 - \Delta Q_{\text{по}}) + (Q_8 - Q_4 - \Delta Q_{\text{ком}}) + (Q_4 - Q_7 + Q_5 - Q_6 - Q_{13} - \Delta Q_{\text{кон}}) + (Q_{11} - Q_{12} + Q_9 - Q_{10} - \Delta Q_{\text{пто}}) = 0;$$

$$Q_1 + Q_5 + Q_{11} = Q_2 + Q_6 + Q_{12} + Q_{13} + \Delta Q_{\text{и}} + \Delta Q_{\text{ком}} + \Delta Q_{\text{кон}} + \Delta Q_{\text{по}} + \Delta Q_{\text{пто}}.$$

Теплота топлива – это энергетическая характеристика поступлений энергии для получения «продукта».

$$Q_{\text{мех}} = G_{\text{XA}} \cdot l_{\text{сж}} = G_{\text{XA}} \cdot (h_{2a} - h_1) \cdot \tau_{\text{комXA}}.$$

Потери теплоты выражают собой неизбежные потери теплоты с отработанным низкопотенциальным теплоносителем, потери теплоты на перегрев в компрессоре, а также потери теплоты при осуществлении политропного сжатия. При этом потерями теплоты в окружающую среду пренебрегаем.

$$Q_{\text{пот}} = \Sigma \Delta Q_i = \Delta Q_{\text{и}} + \Delta Q_{\text{ком}} + \Delta Q_{\text{кон}} + \Delta Q_{\text{по}} + \Delta Q_{\text{пто}};$$

где Q_i – потери теплоты в узлах ТНУ.

Термический КПД ТНУ может быть определен по выражению

$$\eta_m = \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{м}}}. 100 \%$$

Более полно эффективность ТНУ будут характеризовать коэффициент преобразования теплоты и коэффициент преобразования электроэнергии.

$$\mu_m = \frac{Q_5 - Q_6 + Q_{11} - Q_{12} - \Delta Q_{\text{кон}}}{Q_{\text{мех}}} \cdot 100 \%,$$

$$\mu_{\text{эл}} = \frac{(Q_5 - Q_6 + Q_{11} - Q_{12} - \Delta Q_{\text{кон}}) \cdot \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}}}{Q_{\text{мех}}} = \mu_m \cdot \eta_{\text{инд}} \cdot \eta_{\text{эл}},$$

где $\eta_{\text{инд}}$; $\eta_{\text{эл}}$ – соответственно индикаторный и электрический КПД компрессора.

Полученная термодинамическая модель энергетических потоков позволяет определить элементы структурной схемы, в которых возможна более полная утилизация теплоты, а рассчитанные

термический КПД и коэффициент преобразования электрической энергии позволяют выбрать наиболее целесообразную с экономической точки зрения схему и оценить преимущества внедрения энергосберегающих технологий относительно теплогенераторов, которые используют только органическое природное топливо.

Поскольку в ТНУ имеет место большое количество потоков энергии, которые различаются и качественно и количественно, то единой мерой оценки всевозможных вариаций и сочетаний данных тепловых потоков является эксергия, которая представляет собой эквивалент количества работы, которая может быть получена внешним приемником энергии при его обратимом взаимодействии с окружающей средой до установления полного термодинамического равновесия с ней.

Математическая модель потоков эксергии в ТНУ позволит не только анализировать работу всей установки, но и оптимизировать взаимодействие отдельных энергетических потоков в отдельных технологических узлах установки. Схема контрольной поверхности с изображением эксергетических потоков аналогична приведенной выше схеме тепловых потоков.

«Эксергия продукта» в ТНУ с учетом использования в схеме ТНУ промежуточного теплообменника

$$(E_1 - E_2 + E_8 - E_3 - \Delta E_{и}) + (E_3 - E_{10} + E_7 - E_9 - \Delta E_{по}) + (E_{10} - E_4 - E_{14} + \Delta E_{ком тр} - \Delta E_{ком и}) + (E_4 - E_7 + E_5 - E_6 - \Delta E_{кон}) + (E_9 - E_{11} + E_{12} - E_{13} - \Delta E_{пто}) + (E_{11} - E_8 - \Delta E_{др}) + E_n = 0.$$

«Эксергия продукта» запишется через выражение

$$E_1 + E_5 + E_{12} + \Delta E_{ком тр} + E_n = E_2 + E_6 + E_{13} + E_{14} + \Delta E_{и} + \Delta E_{ком и} + \Delta E_{по} + \Delta E_{кон} + \Delta E_{пто} + \Delta E_{др}.$$

При этом эксергетический КПД установки составит

$$\eta_э = \frac{E_2 + E_6 + E_{14} + \Delta E_{и} + \Delta E_{коми} + \Delta E_{по} + \Delta E_{кон} + \Delta E_{пто} + \Delta E_{др}}{\Delta E_{ком тр} + E_n}.$$

ВЫВОД

Из полученных уравнений видно, что использование цикла КДС с термодинамической точки зрения негативно влияет на эффективность цикла за счет энергии, идущей на искусственное снижение давления и температуры в процессе сжатия, однако на практике процент перепускаемого ХА очень мал (около 6 %) и снижение эффективности практически не заметно на фоне увеличения срока службы основного оборудования. Полученные зависимости также возможно использовать для оценки целесообразности применения дополнительных поверхностей нагрева и создания методики расчета и проектирования ТНУ, использующих теплоту шахтных вод и промышленных стоков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Виборнов, Д. В. Шахтні води як джерело теплоти для систем теплопостачання [Текст] / Д. В. Виборнов // Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури. – Макіївка, 2011. – Вип. 2011-5(91). – С. 98–105.
2. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача [Текст] / В. В. Нащокин. – М. : Высшая школа, 1980. – 469 с.
3. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры [Текст] : Учебник для теплоэнергетических специальностей ВУЗов / В. М. Черкасский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
4. Краснощеков, Е. А. Задачник по теплопередаче [Текст] : Учеб. пособие для ВУЗов / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. – М. : Энергия, 1980. – 288 с.
5. Анализ термодинамических процессов в системах охлаждения и тепловых насосах [Текст] / под ред. В. Б. Скрипникова. – Днепропетровск : РИО ПГАСА, 2006. – 244 с.

Получено 04.03.2014

Д. В. ВИБОРНОВ, С. І. МОНАХ
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ У
ТЕПЛОНАСОСНІЙ УСТАНОВЦІ, ЩО ЗДІЙСНЮЄ ЦИКЛ
КВАЗІДВОСТУПІНЧАТОГО СТИСКУВАННЯ ІЗ ПРОМІЖНИМИ
ТЕПЛООБМІННИМИ ПОВЕРХНЯМИ

Донбаська національна академія будівництва і архітектури

Проведено аналіз теплових потоків та потоків ексергії в теплонасосній установці, що утилізує теплоту скидних вод (зокрема шахтної води). Запропоноване застосування циклу теплонасосної установки із квазідвоступінчастим стискуванням у компресорі для зниження температури перегріву наприкінці стискування. Складено тепловий і есергетичний баланс даної установки за допомогою методів термодинамічного аналізу, отримані математичні залежності, що описують потоки теплоти та ексергії. **теплонасосна установка (ТНУ), квазідвоступінчасте стискування, компресор, теплота, ексергії, конденсація, перегрів, адіабатний процес, політропний процес**

DMITRY VYBORNOV, SVETLANA MONAKH
MATHEMATICAL MODELLING OF HEAT FLOWING THE HEAT PUMP
INSTALLATION, PERFORMING CYCLE QUEST WASTAGE COMPRESSION
WITH INTER MEDIATE HEATED CHANGE SURFACES

Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture

The analysis of heat flows and energy flows in the heat pump installation, which reclamate the heat of wastewater (as mine water) has been carried out. The usage of cycle of heat pump system with quasi two stage compression in the compressor to reduce the temperature of over heating in the end-portion of compression has been suggested. Heat and energy balance of given installation by using the methods of thermodynamic analysis has been made, mathematical relations, which describe the flows of heat and energy have been obtained.

heat pump installation (HPI), quest wastage compression, compressor, heat, energy, condensation, overheating, adiabatic process, polytrophic process

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

Монох 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 теплонасосних 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.

Монох 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 – post-graduate student, Heat Engineering, Heat and Gas Supply and Ventilation Department, Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Scientific interests: heat saving in systems of a heat supply and hot water supply with usage of heat pump technologies.

Monakh Svetlana – PhD (Eng.), Associate Professor, 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.