

УДК 621.438:621.564:621.643

Б.Д. БИЛЕКА, В.Я. КАБКОВ, Р.В. СЕРГИЕНКО*Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина*

К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ПРОПАНА В СИЛОВОМ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОМ ЦИКЛЕ С ИЗОТЕРМИЧЕСКИМ СЖАТИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩЕЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКЕ

В условиях тотальной экономии топлива и соблюдения норм межгосударственных договоренностей по охране окружающей среды значительному потенциалу сбросной теплоты энергетических установок электростанций, металлургической и химической промышленности уделяется недостаточно внимания. Существенные достоинства при утилизации низкопотенциальной сбросной теплоты таких установок имеют безводные технологии с использованием в качестве рабочего тела силового цикла Ренкина низкокипящих рабочих тел (НРТ). В работе проведен сравнительный анализ термодинамических характеристик и параметров рабочего цикла на разных НРТ. Рассмотрены варианты использования в качестве рабочего тела пропана, исследован новый сложный термодинамический цикл, являющийся комбинацией цикла Ренкина и изотермического сжатия рабочего тела.

Ключевые слова: *низкокипящие рабочие тела, пентан, гексан, пропан, паросиловой цикл Ренкина, теплоутилизующая энергетическая установка.*

Введение

Дефицит и дороговизна углеводородных топливных ресурсов серьезно стимулируют поиски альтернативных путей решения энергетических проблем мирового сообщества. Одним из важных направлений в решении этой проблемы явилось развитие биоэнергетики и энергетики на основе возобновляемых источников. В то же время совершенно недостаточно уделяется внимания использованию громадного потенциала сбросной теплоты энергетических установок ТЭС, ТЭЦ, промышленных и коммунальных котельных, установок и печей в металлургической и химической промышленности. Названные источники сбросной теплоты можно разделить на два класса – высокопотенциальные и низкопотенциальные. К первым можно отнести среды с уровнем температур порядка 400...600 °С и выше. Это преимущественно газозоудные среды на выходе из газотурбинных установок, двигателей, печей и т.п. Вторые – это газозоудные среды и жидкости (преимущественно, вода) на выходе из котельных и энергетических установок с температурами порядка 60...350 °С. Использование высокопотенциальных источников сбросной теплоты можно считать практически освоенным и достаточно широко распространенным путем. Осуществляется оно на базе парогазовых и паротурбинных технологий с газовыми и пароводяными рабочими телами.

Однако нельзя утверждать, что для высокопотенциальных источников сбросной теплоты использование парогазовых и паротурбинных установок

возможно лишь на базе пароводяного рабочего тела. В ряде случаев по соображениям эксплуатационного и технологического характера могут применяться иные термодинамически менее эффективные рабочие тела. Такой подход применяется в частности при использовании высокопотенциальной сбросной теплоты газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорных станций (КС) магистральных газопроводов (МГ) [1].

Эффективность названных выше технологий существенно падает при снижении температуры источника первичной теплоты, а при температурах ниже 300...350 °С их применение с использованием традиционного пароводяного рабочего тела становится нецелесообразным.

1. Термодинамические силовые циклы с НРТ

Выработка электрической или механической энергии на базе низкопотенциальных источников теплоты практически осуществима только на основе применения в термодинамических силовых циклах низкокипящих рабочих тел (НРТ). Это подтверждается широкомасштабным использованием в геотермальной энергетике энергетических установок, работающих по паровому силовому циклу Ренкина на НРТ углеводородного ряда и фреонах [2]. Достаточно заметное применение НРТ группы предельных углеводородов, как уже было отмечено выше, было использовано при создании энергетических установок, утилизирующих сбросную теплоту ГПА на КС.

Такие энергоустановки в комплексе с газотурбинной установкой ГПА образуют парогазовую установку, в паровом контуре которой используется НРТ вместо воды. Применение таких установок в рассматриваемом случае, как уже указывалось, связано с их эксплуатационными и технологическими преимуществами в сравнении с пароводяными ПГУ, обладающими, как известно, более высокой термодинамической эффективностью [3].

Для снижения температуры греющего теплоносителя на входе в котел-утилизатор (парогенератор), куда подается НРТ, до уровня ниже температуры самовоспламенения или температуры стабилизованного термического состояния НРТ используются двухконтурные схемы с промежуточным теплоносителем, возможно также снижение температуры первичного теплоносителя за счет подмешивания к нему атмосферного воздуха.

Вместе с тем следует отметить, что в настоящее время практического применения и внедрения в электроэнергетике такой способ энергетической утилизации низкопотенциальной сбросной теплоты с использованием НРТ пока не нашел, хотя теоретические вопросы применения и реализации таких силовых циклов рассматривались и принципиально решены [1, 4].

В рассматриваемом нами случае основными источниками сбросной теплоты являются уходящие газы энергетических и промышленных котлов, коммунальных котельных большой мощности, а также выхлопные газы промышленных парогазовых и газотурбинных установок. Изменение температурного диапазона этих источников находится в пределах 60...180 °С, а в некоторых случаях и выше. Для рассмотрения выбран наиболее распространенный рабочий диапазон от 120 до 180 °С, в который вписываются все названные выше источники. Наиболее естественным и органичным путем реализации теплоутилизующей энергетической установки (ТУЭУ) для этих условий является использование термодинамического паросилового цикла Ренкина на НРТ.

Такой рабочий цикл на пентане с началом процесса расширения из областей сухого насыщенного

пара, перегретого пара и из области сверхкритических параметров представлен на диаграмме состояния в системе координат $\ln(p)$ - i на рис. 1.

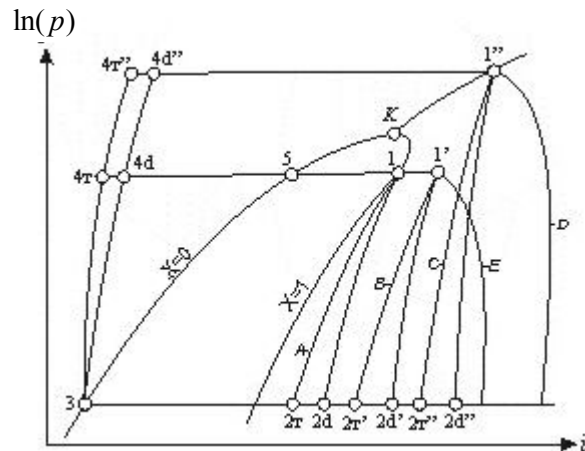


Рис. 1. Термодинамический цикл Ренкина для ТУЭУ на НРТ в различных областях изменения параметров рабочего тела

В [5] было показано, что для уровня начальных температур рабочего тела в пределах 160...250 °С лучшими энергетическими показателями обладают следующие НРТ группы предельных углеводородов: н-пентан, гексан, изобутан, но диапазон температур горячего источника 120...180 °С не рассматривался. А более лучшим сочетанием термодинамических и эксплуатационных качеств обладает н-пентан и гексан (табл. 1). Пентан является наиболее распространенным в рассматриваемых объектах энергетики и промышленности, в частности, в применении его в ТУЭУ на КС МГ [4, 6]. Выбор оптимального рабочего тела, а также возможных термодинамических циклов работы в названном выше температурном диапазоне, является важной самостоятельной задачей.

В последнее время появилась информация о технологии использования пропана для утилизации сбросной теплоты ТЭС и ТЭЦ на базе последовательного двухступенчатого цикла Ренкина. Авторы Д.Стингер и Ф.Миан назвали эту технологию – каскадный закрытый закольцованный цикл (CCLC) [7].

Таблица 1

Основные характеристики веществ, используемых в качестве НРТ в циклах ТУЭУ

Свойства	пропан	изобутан	н-пентан	гексан	фреон R123
Нормальная температура кипения, $t_{нк}, ^\circ\text{C}$	-42,07	-12,55	35,27	68,3	27,8
Критическая температура, $t_{кр}, ^\circ\text{C}$	96,85	134,98	196,65	234,0	183,0
Температура самовоспламенения, $t_{св}, ^\circ\text{C}$	466	431	284	261	негорюч
Удельная теплоемкость (20°С), $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$	2,3	2,37	2,345	2,51	-
Теплопроводность, $\lambda \cdot 10^3, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$	18,2	16,1	15,8	12,3	-
Плотность (20 °С), $\text{г}/\text{см}^3$	0,5005	0,58	0,6262	0,6594	-
Максимальная удельная работа цикла, $(\text{kJ}/\text{kg})/(\text{kg}/\text{c})$	-	10,2	48,9	58,1	20,3

Авторы утверждают, что такая технология обеспечивает дополнительное получение электрической энергии, в результате чего общий КПД станции возрастает до 60 % или даже выше. Стоимость строительства такой установки на электростанции составит \$600...1000 за киловатт установленной мощности, что сопоставимо с ценой оборудования самой ТЭС, а себестоимость получаемой энергии будет находиться на уровне 2 цента за кВт·час. При этом утверждается, что цикл не требует участия воды для охлаждения.

Опубликованная информация и приведенная в ней принципиальная схема цикла (рис. 2) вызывают серьезные и обоснованные сомнения в работоспособности такой схемы и установки на ее основе. Одним из таких моментов, в частности, является отсутствие в схеме и в описании механизма отвода теплоты к внешнему холодному источнику и устройства для конденсации паров пропана.

Поскольку термодинамические параметры пропанового силового цикла (в частности, удельная работа) не известны и не приведены в [7], где судя по схеме использован цикл Ренкина, необходимо было провести соответствующие термодинамические расчеты цикла и на этой базе проводить сравнительный анализ выбора рабочих тел для силового термодинамического цикла. Сразу же следует отметить серьезное различие пропана от пентана и гексана в существенно более низких нормальных температурах кипения и критических температурах, а также в характере и закономерности изменения пограничных линий на диаграмме состояния пропана, что в свою очередь приводит к заметным отличиям и особенностям протекания цикла Ренкина.

В предложенном силовом цикле [7] общий тепловой перепад установки разделяется на два перепада, срабатываемых на двух пропановых турбинах – высокого и низкого давления (рис. 2).

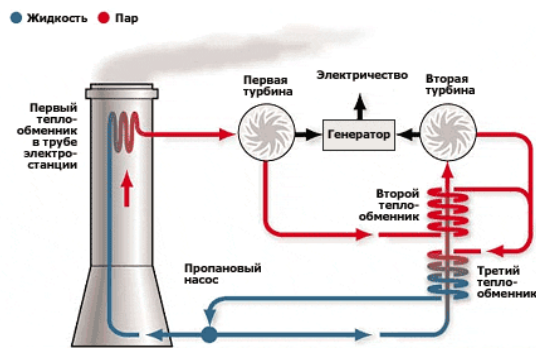


Рис. 2. Принципиальная схема цикла CCLC на пропане

Кроме теплообменника, расположенного в трубе электростанции для уходящих газов и выпол-

няющего функции котла-утилизатора, в тепловой схеме имеются еще два теплообменника. Второй – для подогрева и испарения части пропанового конденсата, поступающего в турбину низкого давления, за счет пара уходящего из турбины высокого давления, и третий теплообменник – для подогрева части конденсата за счет смеси паров пропана, уходящих из двух турбин. При этом в схеме отсутствует элемент, выполняющий функцию отвода теплоты к внешнему источнику.

Реализовать ТУЭУ с пропановым рабочим телом можно в другом термодинамическом цикле (рис. 4), представляющем собой комбинацию цикла Ренкина и изотермического сжатия пропана в компрессоре (3-4) с отводом теплоты к внешнему источнику, расположенному после пропановой турбины. Между турбиной и компрессором пропан частично охлаждается в промежуточном теплообменнике (2-3), а после компрессора поступает в конденсатор (4-5). Далее процесс осуществляется в соответствии с циклом Ренкина, т.е. проводится сжатие рабочего тела насосом (5-6), подогрев и его испарение в парогенераторе (котле-утилизаторе) (6-1 на рисунке), расширение и совершение работы в турбине (1-2). Процесс расширения пара в турбине происходит в сверхкритической области, при этом сам пар находится в перегретом состоянии и достигает сухого насыщенного состояния после сжатия в компрессоре. Схема установки и термодинамический цикл в системе координат логарифм давления – энтальпия представлены на рис. 3, 4.

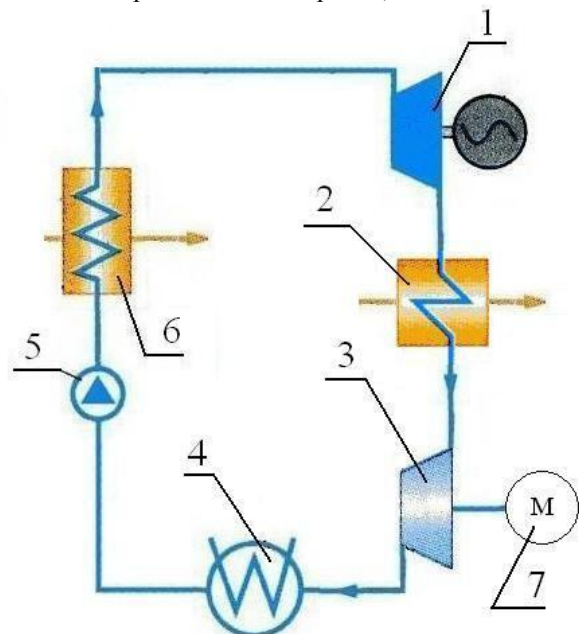


Рис. 3. Тепловая схема теплоутилизующей установки на пропане:

1 – турбогенератор; 2 – теплообменник; 3 – компрессор; 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – котел-утилизатор; 7 – двигатель

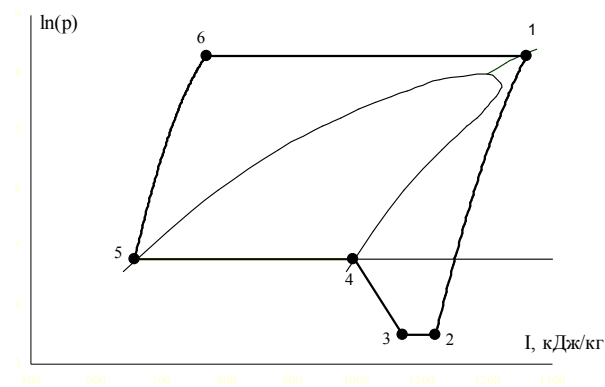


Рис. 4. Термодинамический цикл ТУЭУ на пропане

Идея использования в газотурбинном цикле Брайтона изотермического сжатия рабочего тела в компрессоре рассматривалась и исследовалась достаточно давно, например, в [8], где показаны очевидные термодинамические преимущества такого цикла. Однако полная реализация этого цикла в современных многоступенчатых осевых компрессорах высокого давления практически недостижима. Серьезные надежды на реализацию процесса изотермического сжатия появились в связи с разработкой и освоением выпуска агрегатированных мультипликаторных центробежных компрессорных установок ряда Аэроком АА и АС, а также водозаполненных и безмаслянных винтовых компрессоров с впрыском воды в зону сжатия при степени повышения давления в одной ступени до 13 бар.

2. Методические особенности и результаты расчетов исследуемых циклов

Предлагаемый термодинамический силовой цикл представляет собой комбинацию цикла Ренкина с изотермическим сжатием НРТ, в качестве которого рассматривается пропан, в компрессоре, расположенном за турбиной. Целью такого решения является изменение параметров паров пропана для создания условий конденсации паров при приемлемых температурах и давлениях и тем самым уход от низких температур фазового перехода пропана в нормальных условиях ($-42\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Методика теплового термодинамического расчета предложенного силового цикла состоит из двух частей. Первая – часть цикла Ренкина (4-5-6-1-2). Она описана в [2, 5]. Вторая – часть охлаждения пара перед компрессором (2-3) и изотермическое сжатие в компрессоре с отводом теплоты (3-4) методически рассматривались следующим образом.

Поскольку в опубликованных данных об агрегатированных многоступенчатых центробежных компрессорах ряда Аэроком АА и АС с выносными охладителями газа после каждой ступени компрес-

сора отсутствует описание методики расчета основных параметров компрессоров, а приведены только опытные данные о производительности, давления за компрессором и мощности приводного двигателя, был использован методический подход, позволяющий рассчитывать потребную мощность компрессора по зависимости $N_{\text{трреб}} = f(V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})$, полученной на основании обработки опытных данных по комплексам $(V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})$ в трех диапазонах их изменения и, соответственно, расчетных мощностей. Здесь $V_{\text{вс}}$ – объемная производительность компрессора, $P_{\text{нач}}$ – давление за компрессором.

Рассмотрены следующие три диапазона изменения $(V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})$: 200...1320, 1300...3500 и 3500...33000 ($\text{м}^3/\text{мин} \cdot \text{кг}/\text{см}^2$), в которых зависимости изменения расчетных мощностей описываются следующими выражениями:

$$N_1 = 11,211 \cdot (V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})^{0,5946},$$

$$N_2 = 32,04 \cdot (V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})^{0,447},$$

$$N_3 = 1,3697 \cdot (V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})^{0,8352}.$$

Определение расчетной мощности компрессора выполняется по зависимости:

$N_{\text{расч}} = 0,189 \cdot A \cdot T_{\text{изот}} \cdot \ln(0,01 P_{\text{нач}})$, где $T_{\text{изот}}$ – температура изотермического сжатия, $P_{\text{нач}}$ – давление за компрессором, A – коэффициент, получаемый из условия $N_{\text{трреб}} = N_{\text{расч}}$.

Для проведения сравнительного анализа целесообразности применения термодинамического силового цикла ТУЭУ на пропане были проведены расчетные исследования такого цикла, а также циклов на других видах НРТ, в частности, на n-пентане и гексане. В первом случае рассчитывался предложенный нами сложный цикл Ренкина с изотермическим сжатием перегретых паров пропана после турбины, во втором – пропановый цикл, предложенный Стингером и Мианом (CCLC), реализующий по сути цикл Ренкина на двух паровых турбинах. При этом сохраняются начальные параметры пара на входе в турбины низкого и высокого давления на том же уровне, но изменяются параметры за турбиной низкого давления – давление и температура в конденсаторе до значений, обеспечивающих конденсацию пара при температурах охладителя близких к температуре окружающей среды. Это приводит к существенному возрастанию давления за турбинами и соответствующему снижению теплового перепада на них и, следовательно, мощностей турбин. Но такова цена реализации цикла Ренкина на пропане.

Поскольку нет конкретной информации по циклу CCLC, то начальная температура рабочего тела принималась равной $180\text{ }^{\circ}\text{C}$, давление – 4,8 МПа, температура окружающей среды – $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. По оценочным расчетам температура пара за первой турбиной принята равной $144\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура перед второй турбиной $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При расчетах цикла Ренкина на пентане и гексане начальные параметры рабочих тел перед турбиной принимались такими же как для пропана в сложном цикле Ренкина. Давление за турбиной принималось близким к атмосферному, температура охладителя в конденсаторе – равной температуре окружающей среды (воздуха или воды).

Термодинамические тепловые расчеты проведены в диапазоне изменения температур горячего источника – уходящих газов котла от 200 до 280 °С, при изменении начальной температуры рабочих тел перед турбиной от 180 до 250 °С в области сверхкритических давлений от 4 до 4,8 МПа.

Описанный в [7] пропановый цикл SCLC представляет собой цикл Ренкина с последовательным расширением пара в двух турбинах и конденсацией пара при давлениях, соответствующих температурам насыщения пара в конденсаторах после турбин, названным выше, по нашим расчетам, будет иметь величину эффективного КПД установки на уровне не выше 4...4,5 %, а показатель удельной работы цикла 25...30 (кДж/кг)/(кг/с).

При работе установки в классическом варианте цикла Ренкина при тех же величинах начальных параметров пара по температуре и давлению, что и в рассмотренном выше случае, но с использованием пентана и гексана, эффективные КПД будут равны 9,2 и 11 %, а удельные работы составят 50 и 65 (кДж/кг)/(кг/с) соответственно.

Расчеты предлагаемого комбинированного цикла Ренкина с изотермическим сжатием пропановых паров после расширения в турбине показывают, что рабочие характеристики и показатели экономичности установки существенно улучшаются в сравнении с циклом SCLC. Так, эффективный КПД установки достигнет 9,5 %, а удельная работа цикла составит 62 (кДж/кг)/(кг/с), что достаточно близко к показателям установок на пентане и гексане. Поскольку основные потери энергии в рассматриваемом цикле связаны с работой компрессора, улучшение основных характеристик и показателей установки связано прежде всего со снижением работы сжатия, т.е. повышением КПД компрессора и оптимизацией начальных и конечных цикловых параметров рабочего тела в компрессоре.

Заключение

1. Предлагаемый термодинамический цикл SCLC на пропане, являющийся, по сути, разновидностью цикла Ренкина, обладает достаточно невысокими термодинамическими свойствами – эффективным КПД 4,5 % и удельной работой до 30 (кДж/кг)/(кг/с) при истечении из сверхкритической области состояния пара.

2. Сравнительные расчеты циклов Ренкина на НРТ – пентане и гексане – при начальных параметрах паров, что и в рассмотренном цикле SCLC, показывают существенно более высокие термодинамические показатели. ТУЭУ с такими рабочими телами будут иметь эффективные КПД порядка 9...11 %, и показатели удельной работы – 50...65 (кДж/кг)/(кг/с).

3. Достоинством пропана как рабочего тела является низкая критическая температура (96,8 °С), что существенно расширяет диапазон его применения в области более низких температур сбросной теплоты для ее утилизации в энергетических установках. Также существенно усложняет применение пропана в этих целях очень низкая температура нормального кипения (- 42 °С).

4. Применение комбинированного цикла Ренкина с изотермическим сжатием пропана после турбины открывает новые возможности его использования в ТУЭУ. Расчеты показывают, что использование пропана в этом цикле обеспечит получение величин эффективных КПД и удельных мощностей на уровне, близком к такому циклу на пентане и гексане. Повидимому, наиболее эффективной областью применения пропана является сбросная теплота с более низким уровнем температур. Для определения оптимальных границ такой области необходимы дальнейшие исследования. При рассмотрении возможностей практического применения этого цикла следует учитывать удорожание и эксплуатационные усложнения установки, поэтому принятию окончательного решения должно предшествовать проведение тщательного технико-экономического обоснования.

Литература

1. *Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА [Текст] / Б.Д. Білека, Є.П. Васильєв, В.М. Клименко, В.М. Коломєєв, В.І.Ізбаш, Д.А. Костенко, В.А. Кривуця // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – № 4. – С. 40-43.*
2. *Применение двухконтурных паротурбинных энергоустановок на низкокипящих рабочих телах в условиях геотермальных месторождений Украины [Текст] / А.А. Долинский, В.Н. Клименко, Б.Д. Білека, Е.П. Васильєв // Промышленная теплотехника. – 2000. – Т. 22, № 4. – С. 30-42.*
3. *Білека, Б.Д. Теплоутилизующие энергетические и энергоохлаждающие установки для компрессорных станций магистральных газопроводов [Текст] / Б.Д. Білека, Р.В. Сергиенко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3/2 (45). – С. 32-35.*
4. *Сергиенко, Р.В. Пути повышения эффективности рабочего цикла энергетических теплоути-*

зирующих установок с низкокипящими рабочими телами [Текст] / Р.В. Сергиенко, Б.Д. Билека, В.Я. Кабков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 8(95). – С. 38-42.

5. Билека, Б.Д. Выбор схемы теплоутилизующей энергоустановки и основных параметров термодинамического цикла на низкотемпературных рабочих телах [Текст] / Б.Д. Билека, Е.П. Васильев, В.Я. Кабков // *Наукові праці. Техногенна безпека*. – Миколаїв: Видавництво МДГУ ім. П.Могилу, 2005. – Т. 43, вип. 30. – С. 58-62.

6. Билека, Б.Д. Низкокипящие вещества для работы в качестве рабочих тел в теплоутилизую-

щих энергоустановках на компрессорных станциях магистральных газопроводов [Текст] / Б.Д. Билека, Е.П. Васильев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2003. – №.7 (42). – С. 33-35.

7. Неразменный пропан вырабатывает даровую энергию [Электронный ресурс] // *Научно-популярный журнал «Мембрана»*. – Режим доступа: <http://www.membrana.ru/particle/2778>. – 31.05.2004.

8. Кириллов, И.И. Газовые турбины и газотурбинные установки [Текст] / И.И. Кириллов. – М.: Машиз, 1956. – Т. 1: Газовые турбины и компрессоры. – 436 с.

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., академик НАН Украины, зав. отделом ВТТГД А.А. Халатов, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина.

ДО ВИКОРИСТАННЯ ПРОПАНУ У СИЛОВОМУ ТЕРМОДИНАМІЧНОМУ ЦИКЛІ З ІЗОТЕРМІЧНИМ СТИСНЕННЯМ РОБОЧОГО ТІЛА В ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНІЙ ЕНЕРГОУСТАНОВЦІ

Б.Д. Билека, В.Я. Кабков, Р.В. Сергиенко

В умовах тотальної економії палива і дотримання норм міждержавних домовленостей з охорони навколишнього середовища значному потенціалу скидної теплоти енергетичних установок електростанцій, металургійної та хімічної промисловості приділяється недостатньо уваги. Суттєві переваги при утилізації низькопотенційної скидної теплоти таких установок мають безводні технології з використанням в якості робочого тіла силового циклу Ренкіна низькокипячих робочих тіл (НРТ). В роботі проведено порівняльний аналіз термодинамічних характеристик і параметрів робочого циклу на різних НРТ. Розглянуто варіанти використання в якості робочого тіла пропану, досліджено новий складний термодинамічний цикл, що представляє собою комбінацію циклу Ренкіна та ізотермічного стиснення робочого тіла.

Ключові слова: низькокипячі робочі тіла, пентан, гексан, пропан, паросиловий цикл Ренкіна, теплоутилізаційна енергетична установка.

ABOUT USING PROPANE IN THE POWER THERMODYNAMIC CYCLE WITH ISOTHERMAL COMPRESSION OF WORKING MEDIUM IN POWER UNIT WHICH UTILIZE WASTE HEAT

B.D. Bileka, V.J. Kabkov, R.V. Sergienko

Under conditions of total fuel saving and compliance of interstate agreements on environmental considerable potential of waste heat from power units of power stations, of metallurgical and chemical industries receive insufficient focus. Significant advantages for low potential waste heat utilization of such units have waterless technology using Rankine power cycle with low boiling working medium. The comparative analysis of the thermodynamic characteristics and parameters of the working cycle with different low boiling working medium are presented. The variants use propane as a working medium are considered, a new complex thermodynamic cycle, which is a combination of the Rankine cycle and isothermal compression of the working medium, is studied.

Key words: low boiling working medium, pentane, hexane, propane, Rankine steam power cycle, power unit which utilize waste heat.

Билека Борис Дмитриевич – д-р техн. наук, академик Академии судостроительных наук Украины, заведующий лабораторией технологий комбинированной выработки энергии Института технической теплофизики Национальной академии наук Украины, Киев, Украина, e-mail: bilbo1@i.com.ua.

Кабков Виктор Яковлевич – науч. сотр. отдела диагностики и оптимизации в энергетике Института технической теплофизики Национальной академии наук Украины, Киев, Украина, e-mail: bilbo1@i.com.ua.

Сергиенко Роман Владимирович – мл. науч. сотр. отдела диагностики и оптимизации в энергетике Института технической теплофизики Национальной академии наук Украины, Киев, Украина, e-mail: bilbo1@i.com.ua.