

УДК 621.565.93

## ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА КОНДЕНСАЦИИ И ТЕПЛА ПЕРЕГРЕВА ДЛЯ НАГРЕВА ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ

САВИЦКИЙ Н. В.<sup>1\*</sup>, *д.т.н, проф.*,  
СКРЫПНИКОВ В. Б.<sup>2</sup>, *д.т.н, проф.*,  
ЛЯХОВЕЦКАЯ-ТОКАРЕВА М. М.<sup>3</sup>, *к.т.н.*  
ЛАГУНОВСКИЙ А. Э.<sup>4</sup>, *студ.*

<sup>1\*</sup> Кафедра железобетонных и каменных конструкций, Государственное высшее учебное заведение "Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры", ул. Чернышевского, 24-а, 49600, Днепропетровск, Украина, тел. +38 (0562) 47-02-98, e-mail: sav15@ukr.net, ORCID ID: 0000-0003-4515-2457

<sup>2</sup> Кафедра отопления, вентиляции и качества воздушной среды, Государственное высшее учебное заведение "Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры", ул. Чернышевского, 24-а, 49600, Днепропетровск, Украина, тел. +38 (0562) 47-02-98, e-mail: ov@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-5614-8467

<sup>3</sup> Кафедра отопления, вентиляции и качества воздушной среды, Государственное высшее учебное заведение "Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры", ул. Чернышевского, 24-а, 49600, Днепропетровск, Украина, тел. +38 (0562) 47-02-98, e-mail: ov@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0002-0338-4930

<sup>4</sup> Кафедра отопления, вентиляции и качества воздушной среды, Государственное высшее учебное заведение "Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры", ул. Чернышевского, 24-а, 49600, Днепропетровск, Украина, тел. +38 (0562) 47-02-98, e-mail: ov@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-5631-1690

**Аннотация.** *Цель.* Целью данной работы являются проблемы эффективного использования тепла, выработанного холодильными установками (тепла, отводимого обычно неиспользованным). *Методика.* Для достижения поставленной цели предложено использование известных физиологических зависимостей с применением современной техники регулирования. В качестве параметров должны устанавливаться: температура испарения и конденсации холодильных машин; потребление мощности компрессорными холодильными машинами, как функция температуры конденсации и загрузки установки; изменение производительности испарительного охладителя по теплопередаче в зависимости от энтальпии воздуха; потребление мощности насосами и вентиляторами; загрузка установки; эксплуатационные пределы установки; взаимное влияние вышеуказанных параметров. *Результаты.* В ходе изучения различных процессов преобразования энергии возникает необходимость оценить термодинамическую эффективность процессов в целом и источники потерь в них. Для этого используется термодинамический метод – эксергетический. Представлены результаты эксергетических исследований для холодильной машины с разными температурами конденсации. *Научная новизна.* Оптимальная схема в регулировании должна учитывать вышеизложенные зависимости с целью минимального потребления мощности всеми приводами компрессоров, насосов и вентиляторов. Однако при этом нужно принимать эксплуатационные пределы различных компонентов установки. *Практическая значимость.* С помощью вычислительной машины рассчитывается энергетический оптимум. Таким образом, можно, в зависимости от загрузки установки при переменной температуре, определить оптимальную температуру охлаждающей воды. Затем при ней можно минимизировать подводимые в целом мощности приводов для компрессоров, водяных насосов и вентиляторов башенных охладителей. Эта оптимизация реализуется в замкнутом цикле путем использования системы регулирования.

*Ключевые слова:* холодильная установка, теплообмен, испаритель, компрессор, насос, температура охлажденной воды, эксергия, эксергетический анализ

## ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА КОНДЕНСАЦІЇ І ТЕПЛА ПЕРЕГРІВУ ДЛЯ НАГРІВУ ГАРЯЧОЇ ВОДИ

САВИЦЬКИЙ М. В.<sup>1\*</sup>, *д.т.н, проф.*,  
СКРИПНИКОВ В. Б.<sup>2</sup>, *д.т.н, проф.*,  
ЛЯХОВЕЦЬКА-ТОКАРСЬВА М. М.<sup>3</sup>, *к.т.н.*  
ЛАГУНОВСЬКИЙ О. Е.<sup>4</sup>, *студ.*

<sup>1\*</sup> Кафедра залізобетонних та кам'яних конструкцій, Державний вищий навчальний заклад "Придніпровська державна академія будівництва та архітектури", вул. Чернишевського, 24-а, 49600, Дніпропетровськ, Україна, тел. +38 (0562) 47-02-98, e-mail: sav15@ukr.net, ORCID ID: 0000-0003-4515-2457

<sup>2</sup> Кафедра опалення, вентиляції та якості повітряного середовища, Державний вищий навчальний заклад "Придніпровська державна академія будівництва та архітектури", вул. Чернишевського, 24-а, 49600, Дніпропетровськ, Україна, тел. +38 (0562) 47-02-98, e-mail: ov@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-5614-8467

<sup>3</sup> Кафедра опалення, вентиляції та якості повітряного середовища, Державний вищий навчальний заклад "Придніпровська державна академія будівництва та архітектури", вул. Чернишевського, 24-а, 49600, Дніпропетровськ, Україна, тел. +38 (0562) 47-02-98, e-mail: ov@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0002-0338-4930

<sup>4</sup> Кафедра опалення, вентиляції та якості повітряного середовища, Державний вищий навчальний заклад "Придніпровська державна академія будівництва та архітектури", вул. Чернишевського, 24-а, 49600, Дніпропетровськ, Україна, тел. +38 (0562) 47-02-98, e-mail: ov@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-5631-1690

**Анотація. Мета.** Метою даної роботи є проблеми ефективного використання тепла, виробленого холодильними установками (тепла, що відводиться зазвичай невикористаним). **Методика.** Для досягнення поставленої мети запропоновано використання відомих фізіологічних залежностей із застосуванням сучасної техніки регулювання. В якості параметрів повинні встановлюватися: температура випаровування і конденсації холодильних машин; споживання потужності компресорними холодильними машинами, як функція температури конденсації і завантаження установки; зміна продуктивності випарного охолоджувача по теплопередачі в залежності від ентальпії повітря; споживання потужності насосами і вентиляторами; завантаження установки; експлуатаційні межі установки; взаємний вплив вищезазначених параметрів. **Результати.** В ході вивчення різних процесів перетворення енергії виникає необхідність оцінити термодинамічну ефективність процесів у цілому та джерела втрат в них. Для цього використовується термодинамічний метод – ексергетичний. Представлені результати ексергетичних досліджень для холодильної машини з різними температурами конденсації. **Наукова новизна.** Оптимальна схема в регулюванні повинна враховувати вищевикладені залежності з метою мінімального споживання потужності всіма приводами компресорів, насосів і вентиляторів. Однак при цьому потрібно брати експлуатаційні межі різних компонентів установки. **Практична значимість.** За допомогою обчислювальної машини розраховується енергетичний оптимум. Таким чином, можна, у залежності від завантаження установки при змінній температурі, визначити оптимальну температуру охолоджуючої води. Потім при ній можна мінімізувати підводиться в цілому потужності приводів для компресорів, водяних насосів і вентиляторів баштових охолоджувачів. Ця оптимізація реалізується в замкнутому циклі шляхом використання системи регулювання з обчислювальною машиною.

*Ключові слова:* холодильна установка, теплообмін, випарник, компресор, насос, температура охолодженої води, ексергія, ексергетичний аналіз

## THE RATIONALE OF USING THE HEAT OF CONDENSATION AND HEAT OF SUPERHEAT TO HEAT THE HOT WATER

SAVYTSKYI M. V.<sup>1\*</sup>, *Dr. Sc. (Tech.), Prof.*

SKRYPNIKOV V. B.<sup>2</sup>, *Dr. Sc. (Tech.), Prof.*

LYACHOVETSKAYA-TOKAREVA M. M.<sup>3</sup>, *PH.D. (Tech.)*

LAHUNOVSKYI A. E.<sup>4</sup>, *stud.*

<sup>1\*</sup> Department of Reinforce-Concrete and Stone Constructions, State Higher Education Establishment "Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture", 24-A, Chernishevskogo str., Dnipropetrovsk 49600, Ukraine, тел. +38 (0562) 47-02-98, e-mail: sav15@ukr.net, ORCID ID: 0000-0003-4515-2457

<sup>2</sup> Department of heating, ventilation and quality of air environment, State Higher Education Establishment "Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture", 24-A, Chernishevskogo str., Dnipropetrovsk 49600, Ukraine, тел. +38 (0562) 47-16-00, e-mail: ov@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-5614-8467

<sup>3</sup> Department of heating, ventilation and quality of air environment, State Higher Education Establishment "Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture", 24-A, Chernishevskogo str., Dnipropetrovsk 49600, Ukraine, тел. +38 (0562) 47-16-00, e-mail: ov@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0002-0338-4930

<sup>4</sup> Department of heating, ventilation and quality of air environment, State Higher Education Establishment "Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture", 24-A, Chernishevskogo str., Dnipropetrovsk 49600, Ukraine, тел. +38 (0562) 47-16-00, e-mail: ov@mail.pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-5631-1690

**Abstract. Purpose.** The aim of this work is the effective use of the heat produced by refrigeration units (heat is typically unused). **Methodology.** To achieve this goal the proposed use of the known physiological dependency with the use of modern technology regulation. As parameters must be set: temperature of evaporation and condensation refrigerating machines; power consumption compressor chillers as a function of condensing temperature and download installation; changes in the performance of the evaporative cooler on heat transfer depending on the enthalpy of the air; the power consumption of pumps and fans; download installation; operational limits of the plant; the mutual influence of the above parameters. **Findings.** During the study of various energy conversion processes there is a need to evaluate the thermodynamic efficiency of the processes and the sources of loss in them. To do this, use thermodynamicheski method – exergetically. Presents the results of the exergy studies for refrigerating machines with different condensing temperatures. **Originality.** Optimal scheme in regulation needs to consider these dependencies in order to minimize the power consumption of all the drives of compressors, pumps and fans. However, it is necessary to take operational limits of the various components of the installation. **Practical value.** Using computers is calculated the energy optimum. Thus, it is possible, depending on download install for variable temperature, to determine the optimal temperature of the cooling water. Then,

when it can be applied to minimize the overall power drives for compressors, water pumps and tower fans chillers. This optimization is implemented in a closed loop through the use of the regulatory system.

*Keywords:* refrigeration system, heat exchange, evaporator, compressor, pump, chilled water temperature, exergy, exergy analysis

### Введение

При рассмотрении проблемы эффективного использования тепла, выработанного холодильными установками (тепла, отводимого обычно неиспользованным), возникает в первую очередь два вопроса: насколько велико количество отработавшего тепла? при каких температурах освобождается тепло – другими словами: какие температуры являются приемлемыми, если речь идет, например, о приготовлении горячей воды?

На первый вопрос легко ответить. Согласно первому основному закону термодинамики, общий освобождающийся поток тепла является суммой подводимых к холодильнику потоков энергии, т.е. холодопроизводительности и потребляемой мощности компрессора (для холодильной машины, работающей непостоянно, эти величины берутся усредненными для определенных отрезков времени).

### Цель

Возможности потребления тепла весьма зависят от уровня температур, при которых происходит высвобождение тепла. В термодинамике это может быть количественно выражено при помощи понятия “эксергия”. Одно и то же количество тепла представляет большую эксергию по мере повышения температуры, при которой освобождается тепло [1, 2].

### Методика

Максимально достигаемые тепловые уровни. В (выбираемом в качестве примера) компрессорном холодильнике тепло не освобождается при определенном температурном уровне: охладитель проходит со стороны сжатия компрессора до выпускной стороны конденсатора через определенный температурный диапазон. Поскольку охладитель находится в состоянии перегретого пара, теплоотдача сопровождается падением температуры охладителя. Наибольшая часть теплоотдачи осуществляется, однако, при относительно постоянной температуре конденсации.

Когда освобождающееся тепло используется для того, чтобы нагреть теплоноситель, например воду, выше выбранной начальной температуры, то для воды следует выделить две конечные температуры, а именно, во-первых, температуру конденсации и, во-вторых, максимальную величину диапазона, проходимость температурной перегрева.

В холодильниках обычной конструкции общее количество тепла отдается как правило, в теплообменнике (конденсаторе) воде или воздуху. Таким образом, в установке такой конструкции вода

или воздух не могут быть нагреты выше температуры конденсации. В подобном конденсаторе на теплой стороне имеются значительные температурные различия, ведущие также к потерям энергии в конденсаторе.

Пример идеального холодильника.

Мы можем поставить перед собой задачу исследовать теоретически, сколько тепла при каждом из максимальных температурных уровней может быть внесено в теплоноситель и какие максимальные температуры могут быть достигнуты в теплоносителе. Выбор теплоносителя не имеет при этом большого значения; мы берем воду. Можно исходить теперь из полностью обратимой холодильной машины с (бесконечно большими) теплообменниками для подогрева воды. Потери эксергии тогда будут равны нулю. Результаты, полученные из такого примера, являются в самом деле теоретически максимально допустимыми. Они сильно отличаются от могущих использоваться практически. Поэтому мы выбираем здесь простой теоретический процесс, при котором холодильная машина не является обратимой и теплообменники имеют предельные размеры.

Теоретические примеры

Мы исходим из теоретического процесса охлаждения с дросселированием (рис.1), при котором может быть определен эффект необратимости. Пример относится к машине R-22 при температуре испарения  $-5^{\circ}\text{C}$  и двух температурах конденсации:  $35^{\circ}$  и  $55^{\circ}\text{C}$ . Жидкость для дроссельного клапана рассматривается как насыщения и не принимается в соображение возможный теплообмен между подвергнувшейся конденсации жидкостью и всасываемым компрессором паром (влияние которого на потери эксергии незначительны). Процесс работы компрессора рассматривается как изэнтропический.

Наиболее рентабельный метод, при котором имеющееся в распоряжении тепло может быть внесено для нагрева воды (приготовление воды с максимально возможной температурой приводит к минимально возможным потерям эксергии), заключается в (воображаемом) расщеплении конденсатора на два теплообменника. В первом имеет место исключительно конденсация охладителя при постоянной температуре. Этот теплообменник поставит воду, температура которой на величину  $\Delta T$  ниже температуры конденсации. Свободный выбор  $\Delta T$  определяет величину поверхности передачи тепла и также потери эксергии в теплообменнике.

Второй теплообменник может (теоретически) противоточным аппаратом, питаемым с одной стороны ответвленным потоком, освобождающимся из первого теплообменника.

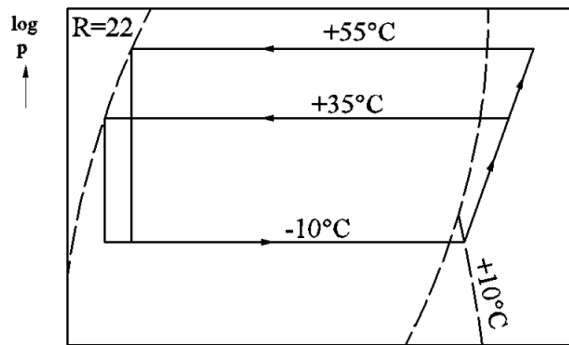


Рис. 1 Выбранный теоретический процесс охлаждения для обоих разработанных примеров в виде  $\log p - h$  диаграммы/

*Selected theoretical cooling process for both the developed examples in the form of a  $\log p - h$  diagram*

С другой стороны подводится из компрессора перегретый охладитель, находящийся в парообразном состоянии. Этот теплообменник поставляет воду, температура которой на величину  $\Delta T$  можно выбирать, и она определяет поверхность передачи тепла и потери эксергии во втором теплообменнике, в то время как величина ответвленного потока определяется условием, что выбранное температурное различие  $\Delta T$  должно быть одинаковым во всех точках поверхности передачи тепла, а не большим, например, на холодной, чем на теплой стороне.

Перед тем как выбрать величину  $\Delta T$  нужно при разработке основ для обоих теплообменников выбрать величину 5К. Далее следует предположить что проводки и теплообменники имеют полную теплоизоляцию по отношению к окружающей среде.

На рис.2, слева вверху, приводится температурная характеристика охладителя и воды в обоих теплообменниках. Слева внизу схематически приведена диаграмма потока энергии (диаграмма Сэнки) в установке, основанная на холодопроизводительности 10 кВт. Из  $\log p-h$  диаграммы определяют мощность компрессора 2,1 кВт, а также общую отдаваемую мощность в форме тепла, равную 12,1 кВт. При распределении на два теплообменника это дает мощностью 10,3 кВт, благодаря которой можно готовить лишь воду, слегка подогретую до 30°C, и мощность 1,8 кВт, благодаря которой можно подогреть до 65°C небольшое количество этой тепловатой воды. Если мы будем исходить из начальной температуры подогреваемой воды в 10°C, то приготовление горячей воды, выражаемое в потоках массы, будет равно:

- первый теплообменник: 428 кг/ч воды при температуре 30°C, из чего поступает во второй теплообменник: 43,9 кг/ч воды, далее подогреваемой от 30°C до 65°C.

Количество приготовленной горячей воды является по отношению к имеющемуся в распоряжении теплу весьма небольшим. Если хотят

получить сравнительно большое количество горячей воды, то тогда можно или повысить температуру конденсации, или путем непосредственного использования первичной энергии далее подогреть воду.

В правой части рис.2 для температуры конденсации 55°C приведены температурные характеристики для обоих теплообменников (наверху) и потоки энергии (внизу). По сравнению с первым примером бросаются в глаза следующие различия:

- для приготовления горячей воды теперь имеется в распоряжении 3 кВт (по сравнению с 1,8 кВт в первом примере), в то же время как имеющаяся в распоряжении мощность для приготовления “тепловатой” воды почти не изменилась;

- достижимые конечные температуры повысились как для тепловой, так и для горячей воды: они составляют теперь 50° и соответственно 91°C;

- улучшение приготовления горячей воды происходит за счет повышения мощности компрессора от 2,1 до 3,5 кВт.

Приготовление горячей воды, выраженное в потоках массы, теперь характеризуется следующими цифрами

- первый теплообменник: 178 кг/ч воды с температурой 50°C, из этого переходит во

- второй теплообменник: 64 кг/ч воды, далее подогреваемой от температуры 50°C до конечной температуры 91°C.

Различие в необходимой первичной энергии, составляющее для этих двух случаев 3,5-2,1 – 1,4 кВт, может также быть непосредственно использовано для подогрева воды. Если мы используем эти 1,4 кВт для того, чтобы в первом примере приготовленную воду, имеющую уже температуру 65°C, нагреть до 91°C, то для этого необходимы:

$$Q = mc(T_2 - T_1) = 0,0122 \cdot 4,2 \cdot 26 = 1,332 \text{ кВт}$$

Из оставшихся 0,068 кВт можно еще нагреть от 30°C до 91°C примерно 0,95 кг/ч воды.

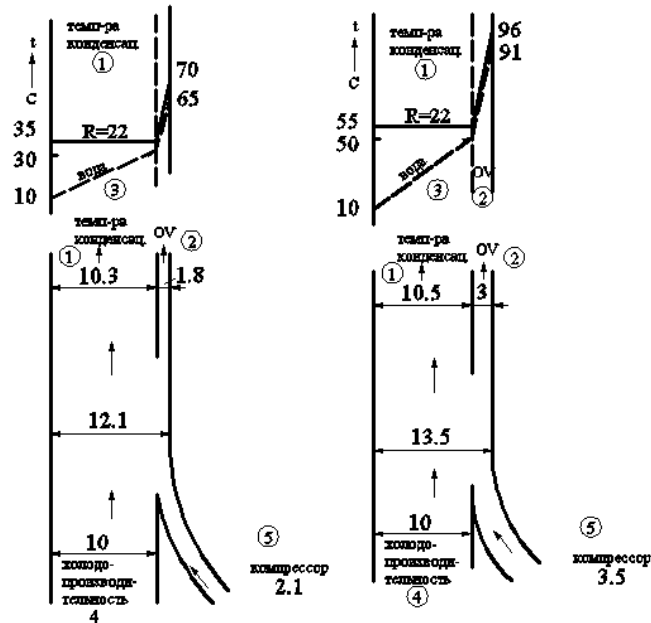


Рис.2 Температурные характеристики теплообменников (наверху) и схемы потоков энергии (внизу) для обоих примеров. Слева: пример 1, температура конденсации 35°C. Справа: пример 2, температура конденсации 55°C. Все потоки энергии в кВт: 1-теплота конденсации; 2-теплота перегрева; 3-вода; 4-холодопроизводительность; 5-компрессор/

Temperature characteristics of heat exchangers (top) and schematic of energy flows (bottom) for both example. Left: example 1, condensing temperature 35°C. Right: example 2, the condensing temperature of 55°C. All the flows of energy in kW: 1-heat of condensation; 2-heat overheating; 3-water; 4-cooling capacity; 5-compressor

В целом холодильник теперь prepares на основе холодопроизводительности 10 кВт и первичной энергии 3,5 кВт 428 кг/ч воды температурой 30°C, из которых около 45 кг/ч могут быть нагреты благодаря комбинации со вторым теплообменником с непосредственным подогревом до температуры 91°C.

Это демонстрирует существенное различие по сравнению со вторым примером, где на основе такого же подведения энергии может быть приготовлено не 45, а 64 кг/ч воды температурой 91°C и где тепловая вода подогревается намного лучше и могущей быть использованной конечной температуры 50°C.

### Результаты

Схема потока эксергии.

На рис. 3 приводится диаграмма потока эксергии, посчитанной по известным аналитическим зависимостям [3], для первого примера (температура конденсации 35°C, слева) и второго примера (температура конденсации 55°C, справа). В этих диаграммах ясно представлено, где имеют место потери эксергии и насколько они велики по отношению к заключительно оставшейся “полезной” эксергии. Можно ясно видеть, что противоточные теплообменники, делающие полезной теплоту перегрева, функционируют со сравнительно небольшой потерей эксергии и в области собственно конденсатора (теплообменник 1, отмеченный ранее) потери сравнительно велики.

### Научная новизна и практическая значимость

Если принять во внимание то, что для воды с температурой 30°C не имеется постоянно возможностей эффективного применения, то “полезную” эксергию в 14,4 кДж/кг в левой части рисунка следует во многих случаях также рассматривать в качестве потери. Из поступающего потока эксергии в целом и 35 кДж/кг тогда эффективно используется лишь 4,8 кДж/кг (собственно говоря, несколько больше, так как некоторое количество воды температурой 30°C необходимо для того, чтобы питать второй теплообменник). Во втором примере эффективно используется из входящего потока эксергии в 49 кДж/кг, 25,6 кДж/кг, т.е. примерно половина.

### Выводы

Ясно, что в случае, когда хотят приготовить как можно больше количества как можно более горячей воды, оптимально допустимый уровень в примере 2 выше, чем в примере 1. Ясно также, что эффект добавочного подогрева первичной энергии немного меньше, чем, эффект теплового насоса в примере 2. Читатель должен, однако, понимать, что далеко не в каждом случае использования тепла следует стремиться к максимально возможному использованию. При выбранных условиях эксплуатации является теоретически максимально

допустимым при теоретическом процессе охлаждения, определяемом таким образом, что он учитывает некоторые существенные случаи необратимости [4].

Условные обозначения:

T – абсолютная температура (К)

Q – количество тепла (Дж)

m – поток массы (кг/с) или (кг/ч)

c – удельная теплота (кДж/кг)

p – давление (Па)

h – удельная энтальпия (кДж/кг)

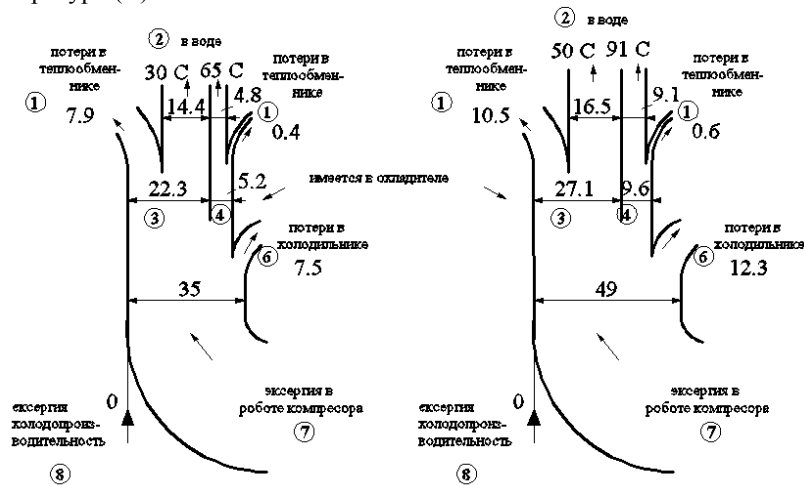


Рис.3 Схема потоков эксергии для примеров 1 (слева) и 2 (справа). Величина эксергии выражена в кДж на кг циркулирующего охладителя. Нулевой уровень эксергии лежит при температуре испарения (-5°C): 1-потери в теплообменнике; 2-в воде; 3-теплоте конденсации; 4-теплота перегрева; 5-имеется в охладителе; 6-потери в холодильнике; 7-эксергия в работе компрессора; 8-эксергия, холодопроизводительность/  
Scheme of exergy flows for cases 1 (left) and 2 (right). The value of exergy is expressed in kJ kg-circulating chiller. The zero level of exergy is at the evaporating temperature (-5°C): 1-loss in the heat exchanger; 2-water; 3-the heat of condensation; 4-heat overheating; 5-cooler; 6-lost in the refrigerator; 7-exergy in the compressor; 8-exergy, refrigeration

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Baehr H. D. О понятии эксергия / . Baehr H. D. /Thermodynamik, Springer, Berlin 1966.
2. Скрыпников В. Б. Анализ термодинамических процессов в системах охлаждения и тепловых насосах / Скрыпников В. Б. / Днепропетровск. – 2006. – 261 с.
3. Кумар С., Превост М., Бударель Р. Эксэнергетический анализ компрессионной холодильной установки / Кумар С.. – Днепропетровск. – 2006. – С. 10-20.
4. Таубер С. Использование отработанного тепла компрессионными холодильниками / Таубер С. – Днепропетровск. – 2006. – С. 114-120.
5. Парфенов В. П. Анализ влияния охлаждения на термодинамическую эффективность многоступенчатой компрессорной установки. / Парфенов В. П. // Изв. Вузов, Энергетика. 1991. – №7 – С. 12-15.
6. Еременко Е. Н., Лютенко В. Ф., Тимин А. Л.. Утилизация тепла сжатия воздуха на компрессорных станциях общего назначения. // Еременко Е. Н. / Химическое и нефтяное машиностроение. 1981. – № 1 – С. 27-30.

### REFERENCES

1. Baehr H. D. *O ponyatii eksgeriya* [On the concept of exergy], Thermodynamik, Springer, Berlin 1966. (in Russian)
2. Skrypnikov V. B. *Analiz termodinamicheskikh protsessov v sistemah ohlazhdeniya i teplovyih nasosah* [Analysis of thermodynamic processes in refrigeration systems and heat pumps] / Skrypnikov V. B. / Dnepropetrovsk. – 2006. – 261 p. (in Russian)
3. Kumar S., Prevost M., Boudarel R. *Eksergeticheskij analiz kompressionnoy holodilnoy ustanovki* [Exergy analysis of a compression refrigeration unit] / Kumar S. – Dnipropetrovsk. – 2006. – P. 10-20. (in Russian)
4. Tauber S. *Ispolzovanie otrabotavshogo tepla kompressionnyimi holodilnikami* [The use of exhaust heat of compression refrigerators] / Tauber S. – Dnipropetrovsk. – 2006. – P. 114-120. (in Russian)
5. Parfenov V. P. *Analiz vliyaniya ohlazhdeniya na termodinamicheskuyu effektivnost mnogostupenchatoy kompressornoj ustanovki* [Analysis of the influence of cooling on the thermodynamic efficiency of a multistage compressor]. *Izv. Universities, Energy*// Parfenov V. P. / 1991. – №7 – P. 12-15. (in Russian)
6. Eremenko E. N., Lutenko V. F., Thymine A. L. *Utilizatsiya tepla szhatiya vozduha na kompressornyih stantsiyah obshego naznacheniya* [Heat recovery from air compression at compressor stations of general purpose]. // Eremenko E. N. / Chemical and petroleum engineering. 1981. – № 1 – P. 27-30. (in Russian)

Стаття надійшла в редакцію 23.09.2016