



**ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ  
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ**

**«СТАН, ДОСЯГНЕННЯ І ПЕРСПЕКТИВИ ХОЛОДИЛЬНОЇ  
ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ»**

**24-25 квітня 2018 року**

**Збірка тез доповідей**



Одеса – 2018

### **Науковий комітет:**

**Єгоров Б. В.** – ректор ОНАХТ, д.т.н., проф.

**Поварова Н. М.** – проректор із НР, к.т.н., доц.

**Косой Б.В.** – директор ІХКЕ, д.т.н., проф. кафедри ТВЕ.

**Хмельнюк М. Г.** – завідувач кафедри ХУКП, д.т.н., проф.

**Мілованов В. І.** – завідувач кафедри КП, д.т.н., проф.

**Симоненко Ю. М.** – завідувач кафедри КТ, д.т.н., проф.

**Радченко М. І.** – НУК імені адмірала Макарова, д.т.н., проф.

**Морозюк Л.І.** – д.т.н., проф. кафедри КТ.

### **Організаційний комітет:**

**Жихарєва Н.В.** – декан факультету НТтаІМ.

**Буданов В. О.** – к.т.н., доц. кафедри ХУКП.

**Морозюк Л.І.** – д.т.н., проф. кафедри КТ.

**Трандафілов В.В.** – асистент кафедри ХУКП.

**Грудка Б.Г.** – асистент кафедри КТ.

### **Тематичні напрями:**

- холодильні машини і установки, теплові помпи
- теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну
- робочі речовини холодильних машин
- системи кондиціонування повітря
- компресори та пневмоагрегати
- енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки
- холодильна технологія
- криогенна техніка
- інформаційні технології в холодильній техніці

**Робочі мови конференції** – українська, російська, англійська

**Місце проведення** – ауд. 213, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082

*Всі тези доповідей надруковані згідно наданих макетів*

а) при работе аппаратов от сетевой электроэнергии термодинамические преимущества имеют компрессорные модели; при этом основные потери имеют место в процессах получения и транспортировки электроэнергии;

б) для АДБХА, в отличие от компрессионных, имеется способ улучшить эксергетические показатели путем использования в качестве источника энергии органического топлива; при этом возрастают потери в термосифон – генераторе, однако, ввиду отсутствия потери при транспортировке энергии, общий эксергетический КПД АДМ увеличивается ~ в 3 раза, а по сравнению с компрессионными моделями в ~ 1,7 раза; во столько же раз уменьшается расход первичного топлива, что весьма существенно в условиях Украины.

*Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ОНАПТ, д-р. техн. наук, профессор Тутлов А.С.*

## **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

*Биленко Н.А. аспирантка, ИХКЭ ОНАПТ, г. Одесса*

Оценка термодинамического совершенства реальных процессов в энергетических, холодильных и энерготехнологических установках имеет важное значение, ибо чем термодинамически совершеннее процесс, тем меньше затраты топлива на его осуществление.

Стандартом для сравнения реальных процессов служат идеальные (практически недостижимые) процессы, в которых получаемая механическая работа максимальна, а затрачиваемая – минимальна.

Разность между работой в обратимом и реальном процессах (в случае получения механической энергии) и наоборот (в случае затраты механической энергии) является термодинамической потерей, или потерей эксергии в реальном процессе.

Под эксергией потока рабочего тела понимается та максимальная работа, которая могла бы быть получена теоретически при переходе рабочего тела из данного состояния (характеризующегося параметрами с индексом «1») к состоянию полного равновесия с окружающей средой (характеризующегося параметрами с индексом «0»).

Эксергия вычисляется как:

$$e_1 = (i_1 - i_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0), \quad (1)$$

где  $T_0$  – температура окружающей среды;

$i_0, s_0$  – параметры рабочего тела при температуре окружающей среды.

В случае термодинамического цикла для получения механической энергии за счёт теплоты  $Q_1$ , подводимой к рабочему телу от горячего источника при температуре  $T$ , можно говорить об эксергии этой теплоты. Она будет равна максимальной работе термодинамического цикла, состоящего из обратимых термодинамических процессов, осуществляющихся между горячим источником с температурой  $T$  и холодным источником с температурой  $T_0$ . Эксергия этой теплоты, в соответствии с положениями Карно, выразится как:

$$E_T = Q_1 - T_0 \int_1^2 \frac{dQ}{T} = Q_1 - T_0 \cdot \Delta S_r, \quad (2)$$

где  $\Delta S_r$  – изменение энтропии горячего источника при отводе от него теплоты  $Q_l$ .

Эксергия работы тех видов энергии, которые прямо (либо косвенно) теоретически полностью превращаются в механическую энергию, численно равна самой работе этих видов энергии. К ним относятся электрическая энергия или энергия химических связей (последняя теоретически полностью превращается в электрическую энергию в топливных элементах).

Термодинамическая (или эксергетическая) потеря  $\Pi_i$  в каком-либо процессе, который осуществляется в данном элементе установки, вычисляется по формуле Клаузиуса:

$$\Pi_i = T_0 \cdot \left( \sum \Delta s \right)_i, \quad (3)$$

где  $(\sum \Delta s)_i$  – сумма изменений энтропии всех тел, участвующих в процессе.

Под эксергетическим КПД  $\eta_{ei}$  какого-либо элемента установки, в котором осуществляется данный процесс, понимается отношение:

$$\eta_{ei} = \frac{\left( \sum E_{\text{вх}} \right)_i}{\left( \sum E_{\text{вх}} \right)_i}, \quad (4)$$

где  $\left( \sum E_{\text{вх}} \right)_i$  – сумма всех видов эксергии на входе в элемент установки;

$\left( \sum E_{\text{вх}} \right)_i$  – то же, на выходе из элемента установки.

Очевидна связь между этими величинами:

$$\eta_{ei} = 1 - \frac{\Pi_i}{\left( \sum E_{\text{вх}} \right)_i}. \quad (5)$$

Под эксергетическим КПД энергетической установки (прямой термодинамический цикл) понимается отношение величины реально полученной электроэнергии  $L_э$  к эксергии того вида энергии, который подведен в установку  $E_{\text{вх}}$ :

$$\eta_e^{\text{эв}} = \frac{L_э}{E_{\text{вх}}}. \quad (6)$$

Применительно к энергетической установке на органическом топливе выражение (6) с учётом (2), приобретает вид:

$$\eta_e^{\text{эв}} = \frac{L_э}{b \cdot Q_p^H} = \eta_{\text{э}}, \quad (7)$$

т.е. превращается в обычный, т.н. «электрический» КПД установки.

Под эксергетическим КПД холодильной установки (обратный термодинамический цикл) понимается отношение величины минимально необходимой работы  $L_{\text{min}}$  для получения холодильного в диапазоне температур  $T_X \dots T_0$  ( $T_X$  – температура в холодильной камере) к сумме эксергии всех видов энергии, подведенных в холодильную установку  $\sum E_{\text{вх}}$ , т.е.:

$$\eta_e^X = \frac{L_{\text{min}}}{\sum E_{\text{вх}}}. \quad (8)$$

Очевидно, что величина  $L_{\text{min}}$  равна работе, затрачиваемой в обратном цикле Карно при верхней температуре  $T_0$  и нижней температуре  $T_X$ . С учётом всего сказанного, из (8) следует, что:

$$\eta_e^X = \frac{Q_0}{\sum E_{ex}} \cdot \left( \frac{T_0}{T_X} - 1 \right). \quad (9)$$

Применительно к парокомпрессионной холодильной установке, для которой источником энергии является электрическая энергия, выражение (9) с учётом (2), приобретает вид:

$$\eta_e^{XK} = \varepsilon_{\mathcal{E}} \cdot \left( \frac{T_0}{T_X} - 1 \right), \quad (10)$$

где  $\varepsilon_{\mathcal{E}} = \frac{Q_0}{L_{\mathcal{E}}}$ , – эффективный холодильный коэффициент установки.

Применительно к теплоиспользующим холодильным установкам (абсорбционным и парожеткаторным холодильным установкам), для которых источниками энергии являются тепло невысокого потенциала  $Q_{\Gamma}$  и электрическая энергия  $L_{ЭН}$ , выражение (9) с учётом (2) и (3), приобретает вид:

$$\eta_e^{XT} = \zeta_T \cdot \frac{\left( \frac{T_0}{T_X} - 1 \right)}{1 - \frac{T_0 \cdot \Delta S_{\Gamma} - L_{ЭН}}{Q_{\Gamma}}}, \quad (11)$$

где  $\Delta S_{\Gamma}$  – изменение энтропии источника низкопотенциального тепла;

$\eta_T = \frac{Q_0}{Q_{\Gamma}}$  – тепловой коэффициент холодильной установки.

Для постоянной температуры низкопотенциального источника  $T_{\Gamma} = const$  (либо для

среднеинтегральной температуры  $T_{\Gamma} = \frac{\int \frac{dQ}{T}}{\Delta S_{\Gamma}}$  при переменности температуры низкопотенциального источника), выражение (11) с учётом пренебрежимо малой затраты энергии на насосы ввиду несжимаемости жидкости, упрощается и приобретает вид:

$$\eta_e^{XT} = \zeta_T \cdot \frac{T_{\Gamma} \cdot (T_0 - T_X)}{T_X \cdot (T_{\Gamma} - T_0)}. \quad (12)$$

*Научный руководитель – заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта ИХКЭ ОНАПТ, д-р. техн. наук, профессор Титлов А.С.*

## МОДЕЛЮВАННЯ ЦИКЛІВ АБСОРБЦІЙНОЇ ВОДОАМІАЧНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

*Магуриян Н.С., магістрант ІХКЕ ОНАХТ, м. Одеса*

Цикли АВХМ реалізовані в насосної і безнасосної схемою. Насосні схеми мають більш високу енергетичну ефективність, але мають в своєму складі циркуляційний насос і не автономні. Безнасосної схеми автономні, але недостатньо ефективні. Робоче тіло

НТТБ ОНАХТ

Підписано до друку **19.04.2018**. Формат 60x84 1/16.  
Умовн. друк. арк. **1.00** Наклад **15** прим.  
Надруковано видавничим центром ОНАХТ ННІХКЕ.  
65082, Одеса, вул. Дворянська,1/3