



**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 кондиціювання повітря
- компресори та пневмоагрегати
- енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки
- холодильна технологія
- кріогенна 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

©Одеська національна академія харчових технологій
© Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій
та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського

герметичності поршней. β -тип являється одноцилиндровим ДС з двома поршнями – робочим поршнем і дисплейсером (ДП), розположеними перший під вторим по осі циліндра. Шток ДП проходить через кришку робочого поршня, всередині штока. Для забезпечення герметичності використовуються сальники. С одного краю к циліндру підводиться тепло, з другого – відводиться. ДП виконаний з матеріалу, що має низьку теплоємність і виконує роль "теплового клапана". Він переміщує робоче тіло з гарячої порожнини циліндра в холодну і навпаки. "Нерабочий об'єм" мінімізований за рахунок розміщення витеснителя і робочого поршня в одному циліндрі, що дозволяє отримати більше потужності на одиницю об'єму ДС. Основний недолік β -типу – складність виготовлення, забезпечення смазки, герметичності в сальниках між штоком і кришкою робочого поршня, і між штоками поршней. У γ -типу присутні два циліндра, в α -типі, і встановлений ДП – як в β -типі. Один з циліндрів – теплообмінник, інший – робочий. Всередині робочого циліндра розміщений ДП, шток якого через сальник кріпиться до колінчатого вала. Різниця фаз руху – 90° (як у α -типу). Теплообмінний циліндр з'єднаний з робочим через регенератор. Основною перевагою γ -типу є простота виготовлення, недоліки – нерабочий об'єм (як в α -типі) і більші габарити порівняно з β -типом. При розгляді даних типів ДС найбільш прийнятним вважається γ -тип, у якого присутні переваги інших двох типів. Однак застосування вільнопоршневого механізму в β -типі замість штока ДП сприяє спрощенню його конструкції, що порівняно з γ -типом більш оптимально [3].

Література

1. Двигатели Стирлинга. Під ред. М.Г. Круглова. — М.: «Машиностроение», 1977. – 152 с.
2. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга: Пер. з англ. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
3. Уокер Г. Двигатели Стирлинга/Сокр. пер. з англ. Б.В. Сутугина і Н.В. Сутугина – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.

Науковий керівник: Денисова А.Е., д.т.н., професор кафедри теплових електричних станцій і енергозберігаючих технологій ОНПУ



ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ

Цуркан А.В., аспірант ОНПУ, м. Одеса

Тепловий насос (ТН) вимагає витрати роботи для передачі теплоти від низькопотенційного джерела до високопотенційного. Існує кінцева межа ефективності теплових насосів – коефіцієнт перетворення теплоти, який не є коефіцієнтом корисної дії:

$$\text{COP} = Q_n / W,$$

де Q_n – теплопродуктивність, W – потужність приводу ТН.

Якість енергії залежить від її здатності перетворюватися на інші види енергії. Якщо механічна робота в ідеальному процесі може бути повністю перетворена в інший вид енергії, то теплота, навіть в ідеальному процесі, лише частково перетворюється на механічну роботу.

Енергетична ефективність ТН оцінюється коефіцієнтом перетворення $\varphi = g_k / l$, де $g_k = T_k \cdot \Delta S$ – питомий тепловий потік в конденсаторі, що є сумою $g_s = T_s \cdot \Delta S$ – питомої теплоти у випарнику і $l = (T_k - T_s) \cdot \Delta S$ – питомої роботи в компресорі. Отже, рівняння енергобалансу для ТН $g_k = g_s + l$, що відповідає 1-ому закону термодинаміки [1].

Ефективність ідеального ТН $\varphi_{id}=T_k/(T_k-T_e)$, де T_k і T_e – температура в конденсаторі і випарнику, відповідно. Енергія механічна і електрична можуть бути необмежено перетворені в інші форми енергії, отже, являють собою ексергію. Ексергетичний метод розрахунків роботи теплонасосних систем дозволяє більш точно оцінити їх термодинамічну ефективність. Енергія теплоти складається з ексергії і анергії. Анергія – частина енергії, що не перетворюється, або тепловий потік має температуру довкілля T_{nc} . Міру перетворення теплоти в роботу характеризує її працездатність (ексергію теплоти). Ексергія – максимальна робота, яку може виконати термодинамічна система у разі переходу з існуючого стану до стану рівноваги з довкіллям. Термодинамічна досконалість ТН визначається його ексергетичним ККД.

При постійній температурі T (при $T < T_{nc}$), тепловий потік g_k , його ексергія e_g та анергія a_g пов'язані між собою рівняннями:

$$g_k = e_g + a_g; e_g = g_k(T - T_{nc})/T = g \cdot \tau_e; a_g = g \cdot T_{nc}/T = g \cdot (1 - \tau_e),$$

де τ_e – ексергетична температурна функція, що дорівнює термічному ККД прямого зворотного циклу Карно і є функцією термодинамічного стану системи і навколишнього середовища. Ступінь термодинамічної досконалості енергоустановок визначається ексергетичним ККД

$$\eta = E_e/E_n = (E_n - D_e)/E_n,$$

де E_e і E_n – відведена і підведена ексергія, відповідно; D_e – втрати ексергії [2].

Ексергетичний ККД ТН при підводі теплоти у довкілля, коли ексергія ТН у випарнику дорівнює нулю $\eta_e = e_{gk}/l = g_k \cdot \tau_e/l = \varphi \cdot \tau_e$, де e_{gk} – відведена питома ексергія теплового потоку в конденсаторі ТН. В реальній ТНУ ексергетичний ККД, значення якого використовується для оцінки її досконалості, завжди менше одиниці.

Література

1. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / Под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. – Киев: Наукова думка, 1991. – 360 с.
2. Денисова А.Е., Бірюк В.Ю. Эффективность теплонасосных систем на электростанциях//Nowa Energia, 2012, № 2 (26). – Р. 214–215.

Науковий керівник: Денисова А.Е., д.т.н., професор кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій ОНПУ

УДК 536.248.2:532.529.5

ВОЗМОЖНОСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Иванова Л.В., соискатель ОНПУ, г. Одесса

Анализ возможностей испарительных охладителей выполнен на основе полученных авторами экспериментальных данных [1, 4]. При этом эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам была принята равной $E_O = E_B = (t^1 - t^2)/(t^1 - t_M) = 0.65$.

Все ступени НИОг (как в обычном, так и регенеративном варианте НИО), входящие в состав охладителей, были пленочного типа с насадкой регулярной структуры, образованной многослойными многоканальными структурами из полимерных материалов [1]. Для параметров наружного воздуха $t^1 = 40,6^\circ\text{C}$, $x^1 = 8.95$ г/кг, двухступенчатый

НТБ ОНАХТ

Підписано до друку **19.04.2018**. Формат 60х84 1/16.
Умовн. друк. арк. **1.00** Наклад **15** прим.
Надруковано видавничим центром ОНАХТ ННІХКЕ.
65082, Одеса, вул. Дворянська, 1/3