

**Риферт В.Г.,** док. техн. наук<sup>1</sup>  
**Анатичук Л.І.,** акад. НАН України<sup>2,3</sup>  
**Барабаш П.О.,** канд. техн. наук<sup>1</sup>  
**Усенко В.І.,** док. техн. наук<sup>1</sup>  
**Соломаха А.С.,** канд. техн. наук<sup>1</sup>  
**Петренко В.Г.,** канд. техн. наук<sup>1</sup>  
**Середа В.В.,** канд. техн. наук<sup>1</sup>  
**Прибила А.В.,** канд. физ.-мат. наук<sup>2,3</sup>  
**Стрикун А.П.**<sup>1</sup>

<sup>1</sup>НТУ «КПІ», вул. Політехнічна, 6, Київ, 03056, Україна;

<sup>2</sup>Інститут термоелектрики НАН і МОН України,  
вул. Науки, 1, Чернівці, 58029, Україна;  
e-mail: anatych@gmail.com

<sup>3</sup>Чернівецький національний університет  
ім. Юрія Федьковича, вул. Коцюбинського 2,  
Чернівці, 58000, Україна

## **ЕВОЛЮЦІЯ СИСТЕМИ ВІДЦЕНТРОВОЇ ДИСТИЛЯЦІЇ З ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИМ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ ДЛЯ КОСМІЧНИХ МІСІЙ**

Частина 3. Аналіз локальних і інтегральних характеристик системи відцентрової дистиляції з термоелектричним тепловим насосом

*У роботі описано методику розрахунків коефіцієнта теплопередачі й ефективності відцентрового дистилятора, а також визначення ефективності термоелектричного теплового насоса. Для цього використано результати теоретичних і експериментальних досліджень процесів конденсації й випаровування на обертовій поверхні й результати дослідження процесів у рідинно-рідинному термоелектричному тепловому насосі (ТТН). Зроблено порівняння розрахункових значень середнього температурного перепаду  $\Delta T_{\text{ср}}$  у ТТН і різниці температур на вході в ТТН  $\Delta T_{\text{in}}$  з експериментальними даними, отриманими при випробуванні відцентрового дистилятора на воді й урині. Бібл. 33, рис. 3, табл. 2.*

**Ключові слова:** термоелектрика, тепловий насос, дистилятор.

### **Вступ**

У найближчі роки такі компанії як НАСА, SpaceX, Боїнг та ін. планують довгочасні місії людей на Місяць і Марс. Очевидно, що пілотовані космічні місії за існуючого рівня розвитку космонавтики не можуть бути реалізовані без використання спеціальних систем регенерації води з різних стічних вод життєдіяльності членів екіпажу. Розробка надійних та ефективних систем регенерації води для пілотованих космічних об'єктів дозволить різко знизити витрати на

забезпечення космонавтів водою.

Відсутність земного притягання суттєво утруднює реалізацію багатьох традиційних технологічних процесів, у тому числі дистиляції. З цієї точки зору застосування відцентрових сил (відцентрові дистилятори) є перспективним напрямком для використання в системах життєзабезпечення пілотованих космічних місій. Системи, які ґрунтуються на цьому способі, можуть забезпечити регенерацію води із усіх відомих рідких продуктів життєдіяльності космонавтів (сеча, санітарно-гігієнічна вода, конденсат атмосферної вологи) із забезпеченням високої якості отриманого дистиляту.

В [1 – 7] наведено відомості про 3-х ступінчастий дистилятор з термоелектричним тепловим насосом. В [8-11] показані результати розробки п'ятиступінчастого відцентрового дистилятора (СМЕД з ТТН) і його випробувань на стендах виготовлювача дистилятора – компанії «Термодистиляція», Україна, і Замовника – Honeywell, США. Ці результати, а також деякі методи поліпшення характеристик системи CDS наведено у статтях [12, 13]. Більш докладний огляд праць, присвячених системі з відцентровим дистилятором наведено у 1-й частини статті [14], а опис процесу дослідження – в [15]. Опубліковані результати досить переконливо підтверджують унікальність системи, призначеної для життєзабезпечення пілотованих кораблів у тривалих космічних польотах і на МКС (ISS).

На основі експериментальних даних системи з відцентровим п'ятиступінчастим дистилятором і термоелектричним тепловим насосом (щодо продуктивності, потужності теплового насоса, обертів ротора дистилятора, ступеня концентрування та ін.) у даній праці обґрунтовано метод теоретичного розрахунку різниці температур на вході в ТТН  $\Delta T_{in} = (T_{in\ h\ THP} - T_{in\ c\ THP})$  та ефективності ТТН ( $\eta_{THP}$ ). Наведено алгоритм обчислення різниці температур на вході в ТТН, основою якого є метод розрахунку коефіцієнтів теплопередачі в кожному ступені дистилятора. Показано вплив різниці температур на вході в ТТН на точність розрахунків та вплив температурної депресії й переохолодження конденсату в холодному контурі на ефективність роботи всієї системи. Проаналізовано алгоритм обчислення  $\Delta T_{av} = (T_{in\ h\ THP} + T_{out\ h\ THP})/2 - (T_{in\ c\ THP} + T_{out\ c\ THP})/2$  у ТТН.

### **Визначення коефіцієнта теплопередачі на щаблі дистилятора.**

На рис. 1 наведено ескіз обертового ступеня п'ятиступінчастого дистилятора. Ступінь складається з п'яти частин: 1 – центральна частина, 2, 3 і 4 – диски, розташовані під різними кутами до вісі обертання; 5 – циліндричне кільце. Сумарна площа теплообміну становить 0.07 м<sup>2</sup>. Усього таких ступенів в апараті п'ять.

При підведенні електричної потужності до ТТН рідина в гарячому контурі перегрівається відносно температури насичення й, повернувшись у зону випарювання першого ступеня, частково випаровується на внутрішній поверхні диска. Пара, утворена у першому ступені, пройшовши через сепараційні перегородки, надходить у зону конденсації на зовнішній стороні диска, де, контактуючи з теплообмінною поверхнею другого ступеня, конденсується, передаючи теплоту вихідної рідини до другого ступеня. У результаті частина рідини на внутрішній поверхні у другому ступені випаровується, а отримана пара конденсується на зовнішній стороні третього ступеня й далі, за такою ж схемою, до п'ятого ступеня. Пара в останньому, п'ятому ступені конденсується на стікаючій по поверхні обертового диска плівці технологічного дистиляту, який надходить в апарат з холодного контуру ТТН.

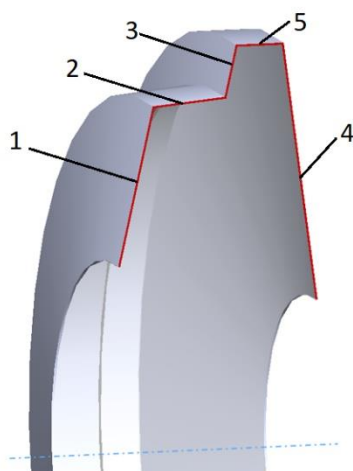


Рис. 1. Профіль теплообмінної поверхні одному щаблі відцентрового дистилятора

Конденсат, утворений в зонах конденсації кожного ступеня, під дією відцентрової сили через гідрозатвори стікає в кінцевий конденсатор, де змішується з охолоджуючим технологічним дистилятом.

Після виходу системи на стаціонарний режим роботи концентрація розчину у всіх ступенях дистилятора, окрім першої, залишається сталою. Концентрація солей у першому ступені буде змінюватися в процесі роботи від початкового значення до деякого граничного, після досягнення якого припиняється подача електроживлення до ТТН.

Ефективність роботи системи залежить від тепломасообмінних процесів, які протікають у дистиляторі схеми руху теплоносіїв, ефективності батареї та ін.

Загальний коефіцієнт теплопередачі окремого ступеня розраховується за формулою:

$$k = 1 / (1/\alpha_c + 1/\alpha_e + \delta_w / \lambda_w), \quad (1)$$

де  $\alpha_c$  – коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари;  $\alpha_e$  – коефіцієнт тепловіддачі при випаровуванні рідини;  $\delta_w$  і  $\lambda_w$  – відповідно товщина та теплопровідність теплообмінної поверхні.

При цьому, вочевидь, значення коефіцієнтів тепловіддачі залежать ще й від характеру стікання плівки рідини по обертовій поверхні.

Таким чином, для розрахунків тепломасообмінних процесів у дистиляторі необхідне знання гідродинамічних характеристик плівки та коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації й випаровуванні рідини на обертовій поверхні.

### Теплообмін при конденсації й випарі на обертовому щаблі

Основними гідродинамічними параметрами плівки рідини, яка тече по обертовій поверхні, є її середня товщина й швидкість течії. Дослідження процесу течії плівки рідини на обертовій поверхні детально проведене у праці [16]. В ході описаних там досліджень вдалося виділити характерні режими течії плівки рідини, які впливають на процес теплообміну. Дослідження конденсації на обертовій поверхні теплообміну експериментально вивчене в [17, 18]. У праці [19] зроблено огляд літератури щодо конденсації на обертовій поверхні й обґрунтовано метод розрахунку тепловіддачі.

На поверхнях 1 – 4 (див. рис. 1) при роботі дистилятора рідина, яка випаровується, тече у вигляді тонкої плівки під дією відцентрового прискорення  $a \sim \omega^2 R \sin \beta$ , де  $\omega$  – кутова швидкість обертання ротора,  $R$  – радіус обертового вузла ступеня,  $\beta$  – кут між віссю обертання ротора й теплообмінною поверхнею. У кільцевій частині (5, мал.1) випаровування відбувається в умовах впливу вимушеною відцентрової конвекції.

### Конденсація на зовнішній поверхні обертового щабля

На ділянках близьких до дискової геометрії (ділянки 1-4, крім 5 частини) локальний коефіцієнт тепловіддачі при конденсації ( $\alpha_c$ ) може бути розрахований по формулі

$$Nu = [\alpha_c (v^2/\omega^2 R \cos \beta) / \lambda]^{1/3} = 0.9 Re^{-1/3} \quad (2)$$

де  $v$  – швидкість руху рідини,  $\omega$  – кутова швидкість обертання ротора,  $R$  – радіус обертового вузла ступеня,  $\beta$  – кут між віссю обертання й поверхнею теплообміну.  $Re$  – локальне число Рейнольдса, яке розраховується як  $Re = G_d / 2\pi \mu$ , де  $G_d$  – кількість пари, яка конденсується за одиницю часу на локальній ділянці поверхні,  $\mu$  – динамічна в'язкість конденсату.

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_c$  на кожній ділянці ступеня розраховується з урахуванням залежності площі обертової поверхні від радіуса диска.

### Конденсація пари на плівці рідини

У кільцевому конденсаторі пар конденсується на плівці рідини, що надходить у зону конденсації після охолодження в ТТН і додатковому зовнішньому теплообміннику [20].

Аналіз цих даних дозволяє використовувати для розрахунків тепловіддачі метод, який запропоновано у праці [21] для випадку конденсації пари на плівці рідини в умовах земного тяжіння. У цьому випадку процес тепловіддачі розраховується з урахуванням наступної залежності:

$$Nu = 0.018 Re^{0.5} Pr^{0.7} \quad (3)$$

У цьому рівнянні в якості визначальної прийнято середню температуру плівки, а  $Re$  визначається за початковою витратою води в плівці.

Максимальна температура пари в останньому ступені  $\approx 30^\circ\text{C}$ , а температура охолоджуючої рідини  $\approx 20^\circ\text{C}$ . Розрахунки з урахуванням реальних розмірів диска, на якому конденсується пара в кінцевому конденсаторі, показує, що величина  $Re$  може мати значення в діапазоні 60...120, а  $Pr = 3...6$ . Теоретично розв'язок задачі про тепловіддачу в заданій області зміни чисел  $Re$  і  $Pr$  для визначення  $Nu$  отримано у працях [22, 23]. Ці розрахунки, як показано в статтях [24, 25], дають задовільне узгодження з експериментом, що дозволяє нам використовувати їх надалі.

### Випаровування на внутрішній поверхні обертового ступеня (ділянки 1 – 4, рис. 1)

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{\text{vap}}$  при випаровуванні плівки рідини на обертовому диску був уперше виміряний у праці [18]. В [19] зроблено аналіз досліджень інших авторів і описано удосконалений метод розрахунків цього коефіцієнта із урахуванням впливу турбулентності в умовах плівкової течії.

Згідно [19] за  $Re < 25$  коефіцієнт тепловіддачі необхідно розраховувати у відповідності з

формулою:

$$Nu = 1.47 Re^{-1/3} \quad (4)$$

Якщо  $Re > 25$ , то точніше використовувати графіки, отримані у працях [22, 23], при побудові яких враховано турбулізацію плівки рідини й відхилення процесу тепловіддачі від ламінарної теорії Нуссельта.

### Випаровування рідини в кільцевому каналі (ділянка 5, рис.1)

У кільцевому каналі (ділянка 5, мал.1) має місце теплообмін при впливі на процес випаровування вільної конвекції, яка виникає при мікрогравітації через наявність відцентрового прискорення. Експериментальні дослідження випаровування під дією вільної конвекції в умовах наявності відцентрового прискорення було виконано в 70-х роках 20-го сторіччя у працях [26 – 28]. В [26] виміряно коефіцієнти тепловіддачі при випаровуванні води за значень перевантаження  $\omega^2 R/g$  в діапазоні від 1 до 5250 і величини теплового потоку  $q$  в діапазоні від  $2 \cdot 10^4$  до  $2 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>. За низьких теплових потоків ( $q < 2 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>) які мають місце в СМЕД, вплив теплового потоку на теплообмін відсутній вже за  $\omega^2 R/g > 102$  і коефіцієнт тепловіддачі можна визначати у відповідності із залежністю [27]:

$$Nu = 0.75(Gr \cdot Pr)^{0.25}, \quad (5)$$

де  $Nu = \alpha \delta_n / \lambda$ ,  $Gr = \omega^2 R \delta_n / 4\nu^2$ ;  $\delta_n$  – товщина шару рідини в кільцевому каналі,  $R$  – віддаль від кільцевого каналу до вісі обертання.

### Розрахунки загального перепаду температур пари в дистиляторі й різниці температур на вході в ТНР

У табл. 1 і 2 наведені дослідні дані залежно від часу  $\tau$ : локальні температури, витрата продукту (дистиляту)  $G_d$ , витрата розчину в гарячому контурі, витрата дистиляту в холодному контурі. За цим даними розраховується число Рейнольдса для випадків течії плівки рідини на внутрішній і зовнішній робочих поверхнях СМЕД і далі відповідно до формул (1 – 5) – коефіцієнти тепловіддачі для кожної частини ступеня при випаровуванні й конденсації (див. рис. 1).

Загальний коефіцієнт теплопередачі розраховується за формулою (1).

Також коефіцієнт теплопередачі визначається для кожного ступеня із залежності:

$$K_{st} = Q_{st} / (F_{st} \cdot \Delta T_{st}), \quad (6)$$

де  $F_{st}$  – поверхня теплообміну, м<sup>2</sup>;  $\Delta T_{st}$  – перепад температур на ступені.

Загальний тепловий потік у ступені  $Q_{st} = G \cdot r$ , де  $G$  – кількість пари, яка конденсується в щаблі,  $r$  – питома теплота конденсації пари.

Знаючи з експерименту продуктивність СМЕД по дистиляту  $G_d$  визначаємо  $Q = \Sigma G_d \cdot r$  і далі для води для дистилятора в цілому  $\Sigma \Delta T = (T_{in \ h \ TNR} - T_{in \ c \ TNR}) = Q / (k \cdot f)$

Після цього виконуємо порівняння розрахованого  $\Sigma \Delta T$  і  $\Sigma \Delta T = (T_{in \ h \ TNR} - T_{in \ c \ TNR})$ , визначеного з експериментальних даних (таблиця 1).

Для дослідів з уриною необхідно враховувати наявність фізико-хімічної температурної депресії  $\Delta T_{depr}$ . Її величина визначається із графіка  $\Delta T_{depr} = f(C)$ , де концентрація  $C$  урини

залежить від ступеня добування води (recovery). Концентрація, у свою чергу, визначається за щільністю розчину в гарячому контурі (див. рис. 2).

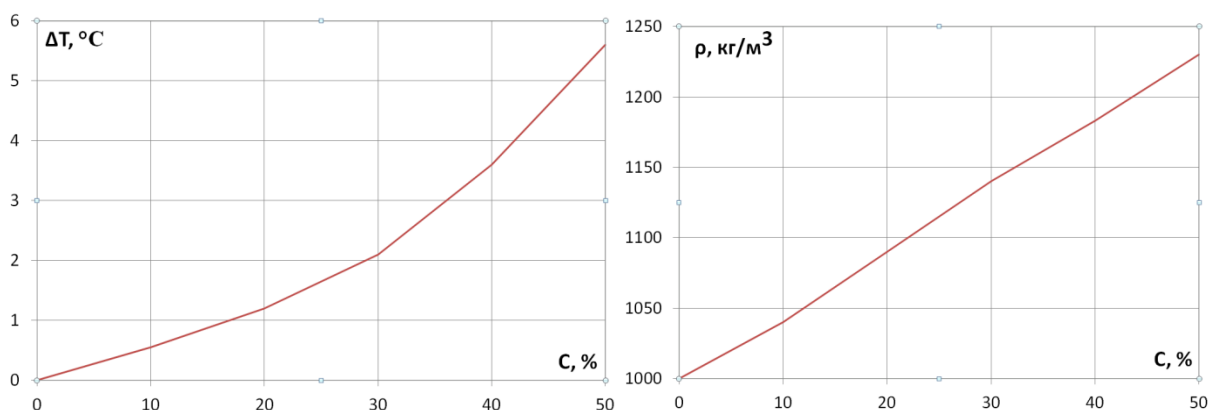


Рис. 2 Залежність фізико-хімічної температурної депресії й щільності розчину від концентрації урини (за даними НДІ «ХИММАШ», м. Москва)

Враховуючи  $\Delta T_{depr}$ , перепад температур у першому шаблі  $\Delta T_1 = T_{in} - \Delta T_{depr1}$ . Далі за дослідними даними визначаємо підведену в гарячий контур теплову потужність  $Q_h = c_p G_h (T_{in\ THP} - T_{out\ THP})$ .

З теплового балансу ТНР можна визначити теплову потужність із холодної сторони  $Q_c = Q_h - W_{TNP}$ .

Теоретичне значення перепаду температур у холодному контурі

$$\Delta T_c = Q_c / (c_p \cdot G_c). \quad (7)$$

### Розрахунки залежності коефіцієнта перетворення ТНР від різниці температур теплоносіїв

Очевидним є вимога, щоб параметри конструкції й струм живлення ТНР відповідали умові максимуму опалювального коефіцієнта  $K$ , обумовленого формулою

$$K = \frac{Q_h}{W} = \frac{Q_h}{Q_h - Q_c}, \quad (8)$$

де  $W = Q_h - Q_c$  – споживана електрична потужність;  $Q_c$ ,  $Q_h$  – зовнішні потоки тепла на холодній і гарячій поверхнях термоелектричного модуля, відповідно. Це забезпечить нагрівання теплоносія в робочому контурі теплового насоса при мінімальній витраті електроенергії.

Для оптимізації термоелектричних модулів успішно використовується теорія оптимального керування [28-33]. Цей метод легко узагальнюється й для розрахунків максимального опалювального коефіцієнта, яким характеризується режим теплового насоса.

Використовуючи методи теорії оптимального керування, ефективність роботи термоелектричного модуля в режимі нагрівання можна оцінити функціоналом

$$J = \ln \frac{Q_h}{Q_c} = \ln \frac{q_h}{q_c} = \ln q_h - \ln q_c, \quad (8)$$

де

$$q_h = \frac{Q_h}{n I}, \quad q_c = \frac{Q_c}{n I} \quad (9)$$

– відповідно питомі (віднесені до сили струму  $I$ ) потоки тепла на гарячому й холодному спаях термопар,  $n$  – кількість термопар у батареї. Мінімум функціоналу  $J$  відповідає максимальному значенню опалювального коефіцієнта  $K$ .

Для обчислення густин теплових потоків  $q_c$ ,  $q_h$  використовується система рівнянь нерівноважної термодинаміки, яка для гілок термоелементів  $n$ - і  $p$ -типів провідності має вигляд

$$\left. \begin{aligned} \frac{dT}{dx} &= -\frac{\alpha j}{\kappa} T - \frac{q}{\kappa} \\ \frac{dq}{dx} &= \frac{\alpha^2 j^2}{\kappa} T + \frac{\alpha j}{\kappa} q + \frac{j^2}{\sigma} \end{aligned} \right\}_{n,p}, \quad (10)$$

де  $j = \frac{I}{S}$  – питома щільність струму в гілках,  $S$  – переріз гілок,  $I$  – величина струму живлення.

Коефіцієнти термоЕРС, електропровідності й теплопровідності матеріалів гілок є функціями температури:  $n,p = n,p(T)$  і можуть бути задані на основі апроксимації експериментальних даних вимірювання характеристик термоелектричних матеріалів.

Розв'язок системи (10) за граничних умов

$$T_n(0) = T_p(0) = T_h, \quad T_n(l) = T_p(l) = T_c \quad (11)$$

дасть можливість розрахувати теплові потоки  $q_c$ ,  $q_h$ , використовуючи співвідношення

$$\begin{aligned} q_c &= -\sum_{n,p} [q(l) + j^2 r_0], \\ q_h &= -\sum_{n,p} [q(0) - j^2 r_0], \end{aligned} \quad (12)$$

де  $l$  – висота гілок термоелементів,  $r_0$  – величина контактної опору на спаях термоелементів.

Зі співвідношень (12) випливає, що  $q_c$ ,  $q_h$  залежать від параметрів щільності струму в галузях термоелементів  $j$  і від величини контактної опору. Відповідно до теорії оптимального керування значення  $j_{n,p}$ , що забезпечують мінімум функціоналу  $J$  (8), повинні задовольняти наступним умовам оптимуму

$$-\frac{\partial J}{\partial j} + \int_0^l \frac{\partial H(\psi, T, q, j)}{\partial j} dx = 0, \quad (13)$$

де функція Гамільтона  $H$  має вигляд

$$H = \sum_{n,p} (\psi_1 f_1 + \psi_2 f_2), \quad (14)$$

$(f_1, f_2)_{n,p}$  – праві частини рівнянь (4);  $\psi = (\psi_1, \psi_2)_{n,p}$  – вектор імпульсів, метод визначення якого викладений в [1, 2].

Співвідношення (8) – (14) є основою для комп'ютерного проектування оптимальних

конструкцій і розрахунків оптимальних параметрів термоелектричних модулів у режимі нагрівання для теплових насосів.

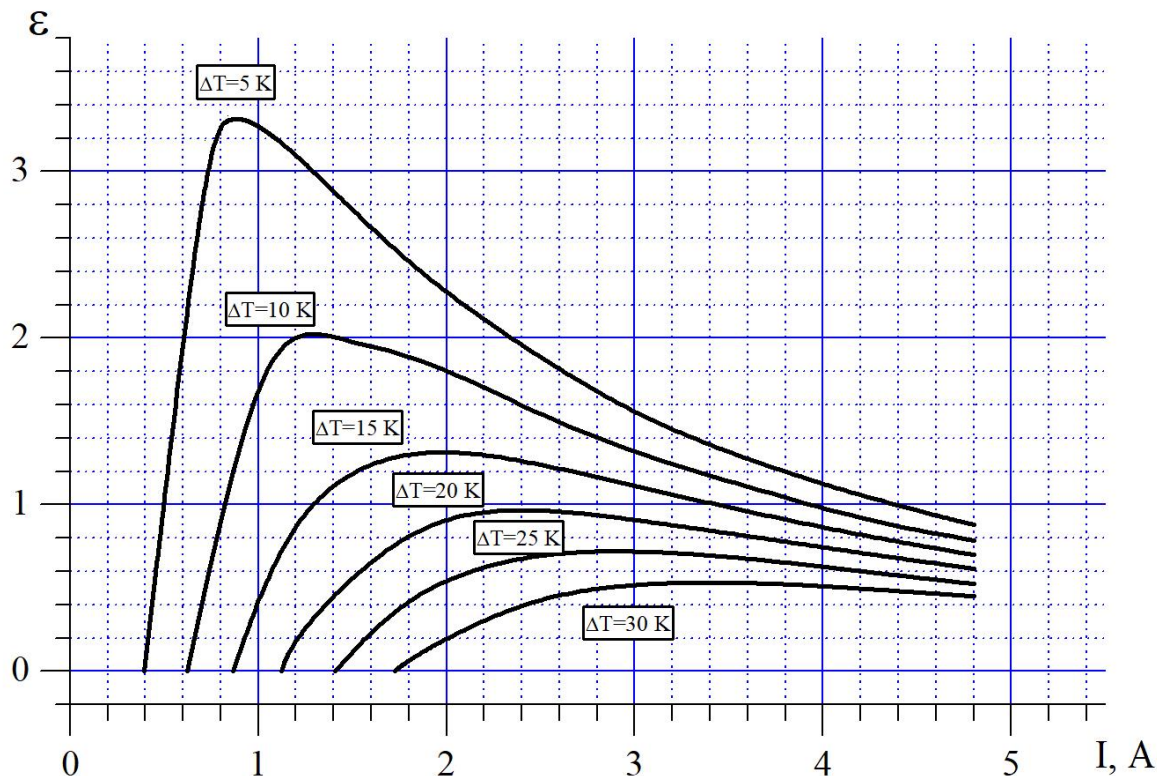


Рис.3 Залежність коефіцієнта перетворення ТНР від струму живлення для різних значень перепаду температур між теплоносіями

Алгоритм розрахунків максимального опалювального коефіцієнта реалізується чисельними методами за допомогою засобів комп'ютерного моделювання. При цьому розраховуються оптимальні щільності струму в гілках термоелементів  $j$  і теплові потоки  $q_c$ ,  $q_h$ , які їм відповідають, і визначається максимальне значення опалювального коефіцієнта.

На основі наведеної теорії проведено розрахунки залежності коефіцієнта перетворення ТНР від струму живлення для різних значень перепаду температур між теплоносіями (рис. 3).

Як випливає з мал.3 коефіцієнт перетворення ТНР сильно залежить від перепаду температур між теплоносіями системи дистиляції води. Крім того, при проектуванні дистилятора важливим є режим роботи ТНР, а саме забезпечення оптимального режиму живлення термоелектричних перетворювачів енергії.

## Результати

### Випаровування води

У таблиці 1 наведені експериментальні дані дослідження роботи дистилятора на дистильованій воді, тривалість роботи склала 50 хвилин, середня потужність теплового насоса 100 Вт, при цьому середня продуктивність склала 2.45 кг/годину.



Таблиця 1

Експериментальні дані (вода,  $n = 1100$  про/хв)

| Час     | Привід дистилятора |     |      | ТТН | Вага |      | TDS  | Потік |     | Продуктивність | SPC   | Температура |              |            |               |
|---------|--------------------|-----|------|-----|------|------|------|-------|-----|----------------|-------|-------------|--------------|------------|---------------|
|         | U                  | I   | W    | W   | Вх   | Вых  |      | гар   | хол |                |       | Гар. вх ТТН | Гар. вих ТТН | Хол.вх ТТН | Хол. вих. ТНР |
| хв.     | В                  | А   | Вт   | Вт  | г    |      | мг/л | л/год |     | л/год          | Вт/кг | °С          |              |            |               |
| 10      | 20,6               | 3,3 | 68,0 | 101 | 224  | 152  | 5    | 90    | 88  | 2,18           | 77,5  | 25,5        | 29,6         | 22,6       | 19,5          |
| 30      | 20,6               | 3,3 | 68,0 | 99  | 1000 | 902  | 5    | 90    | 88  | 2,42           | 69,0  | 26,3        | 30,1         | 22,8       | 20,0          |
| 40      | 20,6               | 3,3 | 68,0 | 100 | 1438 | 1326 | 4    | 90    | 88  | 2,58           | 65,1  | 25,5        | 29,0         | 22,0       | 19,5          |
| 50      | 20,6               | 3,3 | 68,0 | 100 | 1838 | 1710 | 5    | 90    | 88  | 2,60           | 64,6  | 25,5        | 28,7         | 22,0       | 19,6          |
| Average | 20,                | 3,3 | 68,0 | 100 |      |      | 5    |       |     | 2,45           | 69,1  |             |              |            |               |
| Total   |                    |     |      |     | 1838 | 1710 |      |       |     |                |       |             |              |            |               |

де TDS – загальна кількість розчинених твердих речовин.

У процесі розрахунків була виконана тільки коректування температури пари в останньому щаблі:

1-й крок: по відомих температурах на вході й виході в термоелектричний тепловий насос у гарячому контурі, витраті визначаємо реальну теплову потужність, яка підводиться у гарячому контурі:  $Q_h = c_p G_h (T_{in\ h\ TНР} - T_{out\ h\ TНР})$ ;

2-й крок: з балансу теплового насоса визначаємо теплову потужність на холодній стороні теплового насоса:  $Q_c = Q_h - W_{TНР}$ ;

3-й крок: визначаємо розрахункову різницю температур у холодному контурі:

$$\Delta T_c = (T_{in\ c\ TНР} - T_{out\ c\ TНР}) = Q_c / c_p \cdot G_c .$$

Відхилення  $\Delta T_c$ , отриманого в результаті розрахунків, від експериментальних даних не перевищує 0,1 °С.

У деяких окремих випадках теоретичні розрахунки сумарного перепаду температур на дистиляторі  $\Sigma \Delta T$  і  $\Delta T_{in} = (T_{in\ h\ TНР} - T_{in\ c\ TНР})$  показали, що має місце відхилення значення  $\Delta T_{in}$ , яка на кілька градусів вище розрахункової. Це відбувалося через переохолодження дистиляту в холодному контурі теплового насоса, що призводило до істотного збільшення сумарної різниці температур  $\Sigma \Delta T$  на тепловому насосі і, отже, зменшення його ефективності. Додатковий експеримент, в рамках якого спеціально контролювався ступінь охолодження конденсату в кінцевому конденсаторі, показав, що можна суттєво знизити відмінність розрахункової та спостережуваної температур на вході в тепловий насос з холодного боку. При цьому зростає ефективність теплового насоса  $\eta_{TНР}$ , яка стає рівною теоретичній. Це, у деяких випадках, дає зменшення питомого споживання енергії SPC на 10-15%.

## Випаровування урини

У табл. 2 наведено результати дослідження роботи дистилятора на урині, тривалість роботи склала 107 хвилин, середня потужність теплового насоса 203 Вт, при цьому середня продуктивність склала 3.35 кг/година.

Таблиця 2

Експериментальні дані (урина,  $n = 1100 \text{ про/хв}$ )

| Час           | Привід |      |      | TTH | Вага |      | TDS  | Потік |      | Продукт      | SPC       | Температура     |                  |                 |                     |
|---------------|--------|------|------|-----|------|------|------|-------|------|--------------|-----------|-----------------|------------------|-----------------|---------------------|
|               | U      | I    | W    | W   | вх.  | вих. |      | гар.  | хол. | тив<br>ність |           | гар. вх.<br>TTH | гар. вих.<br>TTH | хол. вх.<br>TTH | хол.<br>вих.<br>TTH |
| хв            | B      | A    | Вт   | Вт  | г    |      | мг/л | л/год |      | кг/год       | Вт·год/кг | °C              |                  |                 |                     |
| 5             | 20,8   | 3,35 | 69,7 | 202 | -    | -    | -    | -     | -    | -            | -         | -               | -                | -               | -                   |
| 13            | 20,8   | 3,35 | 69,7 | 202 | 680  | 710  | 37   | 89    | 90   | 3,50         | 77,6      | 33,1            | 38,2             | 25,5            | 22,5                |
| 25            | 20,8   | 3,40 | 70,7 | 202 | 1366 | 1416 | 60   | 89    | 89   | 3,53         | 77,3      | 32,9            | 37,9             | 25,1            | 22,0                |
| 47            | 20,8   | 3,43 | 71,3 | 201 | 2024 | 2098 | 79   | 90    | 89   | 3,41         | 79,9      | 33,4            | 38,5             | 25,4            | 22,3                |
| 59            | 20,8   | 3,43 | 71,3 | 199 | 2674 | 2770 | 84   | 89    | 89   | 3,36         | 80,4      | 34,3            | 39,6             | 25,8            | 22,8                |
| 71            | 20,9   | 3,45 | 72,1 | 211 | 3324 | 3444 | 90   | 89    | 89   | 3,37         | 84,0      | 34,9            | 40,2             | 26,0            | 23,1                |
| 83            | 20,9   | 3,47 | 72,5 | 205 | 3360 | 4106 | 94   | 90    | 89   | 3,31         | 83,8      | 35,6            | 41,1             | 26,4            | 23,6                |
| 95            | 20,9   | 3,50 | 73,1 | 205 | 4572 | 4734 | 96   | 89    | 89   | 3,14         | 88,6      | 36,6            | 42,0             | 27,0            | 24,2                |
| 107           | 20,9   | 3,50 | 73,1 | 201 | 5170 | 5362 | 97   | 89    | 89   | 3,14         | 87,2      | 36,5            | 41,7             | 26,0            | 23,4                |
| Середнє       | 20,8   | 3,44 | 71,7 | 203 |      |      |      |       |      | 3,35         | 115,1     |                 |                  |                 |                     |
| Загаль-<br>на |        |      |      |     | 5170 | 5362 |      |       |      |              |           |                 |                  |                 |                     |

З таблиці 2 видно, що з часом зростає різниця температур на тепловому насосі, і, як наслідок, падає продуктивність системи й зростає питоме споживання енергії.

Для випадку переробки урини при обчисленні загальної різниці температур на термоелектричному тепловому насосі  $\Sigma \Delta T = (T_{in \text{ h TНР}} - T_{in \text{ c TНР}})$  необхідно враховувати також вплив температурної депресії, яка зростає зі збільшенням концентрації урини, тобто зі збільшенням часу роботи дистилятора.

При проведенні експериментів окремо не стежили за температурою води, яка подається в додатковий теплообмінник для охолодження дистиляту «холодного контуру» теплового насоса.

У результаті основні показники системи (продуктивність і енергоспоживання) при роботі на дистиляті, за інших рівних умов, суттєво краще, чим при переробці урини.

## Висновки

1. У статті показано, що багатоступінчастий відцентровий дистилятор являє собою складну конструкцію, у якій окремі ступені дистилятора мають теплообмінну поверхню, складену з елементів, кут нахилу яких відносно вектора відцентрового прискорення змінюється від  $0^\circ$  до  $90^\circ$ .
2. Для виконання адекватного теплового розрахунку такого апарата підібрані й обґрунтовані залежності для розрахунків тепловіддачі при випаровуванні та конденсації, а також коефіцієнта теплопередачі на окремих складових поверхні теплообміну.
3. Показаний вплив фізико-хімічної температурної депресії й переохолодження технічного дистиляту в холодному контурі термоелектричного теплового насоса на енергетичну ефективність дистиляційної системи
4. Експериментальні й теоретичні результати, отримані в даній статті й у попередніх частинах [14-15] буде використано для створення математичної моделі системи регенерації (дистиляції) води. Математична модель необхідна для оптимізації режимів роботи та геометричних параметрів системи у відповідності з конкретними умовами експлуатації.

## **Література**

1. V.Rifert, P. Barabash, N.Goliad, "Methods and processes of thermal distillation of water solutions for closed water supply systems", SAE Paper 901249, 20th Intersociety Conference on Environmental Systems, Williamsburg, July 1990.
2. N.Samsonov, L.Bobe, V.Novikov, V.Rifert and others "Systems for water reclamation from humidity condensate and urine for space station", SAE Paper 941536, 24th International society Conference on Environmental Systems, June, 1994.
3. Samsonov, N.M., Bobe, L.S, Novikov, V., Rifert, V.G., Barabash, P.A et al., "Development of Urine Processor Distillation Hardware for Space Stations," SAE Paper 951605, the 25th International Conference on Environmental Systems, San Diego, July 1995.
4. Samsonov, N. M., Bobe, L.S, Novikov, V., Rifert, V.G., et al., "Updated systems for water recovery from humidity condensate and urine for the International space station" SAE Paper 972559, the 27th International Conference on Environmental Systems, Nevada, July 1997.
5. Samsonov, N.M., Bobe, L.S, Novikov, V., Rifert, V.G., et al., "Development and testing of a vacuum distillation subsystem for water reclamation from urine" SAE Paper 1999-01-1993, the 29th International Conference on Environmental Systems, 1999.
6. Rifert, V., V. Usenko, I. Zolotukhin, A. MacKnight, A. Lubman. Comparison Of Secondary Water Processors Using Distillation For Space Applications. - SAE Paper 99-70466, 29th International Conference on Environmental Systems, Denver, July 1999.
7. Rifert V., Stricun A., Usenko V. Study of dynamic and extreme performances of multistage centrifugal distiller with the thermoelectric heat pump. SAE Technical Papers 2000. 30th International Conference on Environmental Systems; Toulouse; France; 10-13 July 2000.
8. Rifert, V., V. Usenko, I. Zolotukhin, A. MacKnight and A. Lubman, "Design Optimisation of Cascade Rotary Distiller with the Heat Pump for Water Reclamation from Urine", SAE Paper 2001-01-2248, the 31st International Conference on Environmental Systems, Orlando, July 2001.
9. Rifert, V. G., V. I. Usenko, I. V. Zolotukhin, A. MacKnight and A. Lubman, "Cascaded Distillation Technology for Water Processing in Space", SAE Paper 2003-01-2625. 34th International Conference on Environmental Systems. Orlando, July 2003.
10. Lubman A, MacKnight A, Rifert V, Zolotukhin I and Pickering K., "Wastewater Processing Cascade Distillation Subsystem. Design and Evaluation". SAE International, 2006-01-2273. July 2006.
11. A. Lubman, A. MacKnight, V.Rifert, and P. Barabash, "Cascade Distillation Subsystem Hardware Development for Verification Testing". SAE International, 2007-01-3177, July 2007.
12. Риферт В.Г. Анатичук Л.И., Барабаш П.А., Усенко В.И., Стрикун А.П., Прибыла А.В. Улучшение методов дистиляции при использовании центробежных сил для регенерации воды во время космических полетов. // Термоэлектричество. – 2017. – №1. – С 88 – 104.
13. Vladimir G. Rifert, Petr A. Barabash, Vladimir Usenko, Andrii S. Solomakha, Lukyan I. Anatychuk, A.V. Prybyla. Improvement the cascade distillation system for long-term space flights. 68th International Astronautical Congress (IAC), Adelaide, Australia, 25-29 September 2017. IAC-17-A1.IP.25.
14. Риферт В.Г. Анатичук Л.И., Барабаш, П.О. Усенко В.И. Стрикун А.П., Соломаха А. С., Петренко В. Г., Прибыла А. В. Эволюция системы центробежной дистиляции с термоэлектрическим тепловым насосом для космических миссий. Часть 1. Обзор публикаций по центробежной дистиляции в период 1990 – 2017 гг.

15. Риферт В.Г. Анатичук Л.И., Барабаш, П.О. Усенко В.И. Стрикун А.П., Соломаха А. С., Петренко В. Г., Прибыла А. В. Эволюция системы центробежной дистиляции (waster water) с термоэлектрическим тепловым насосом для космических миссий (deer space mission) Часть 2. Исследование переменных характеристик системы многоступенчатой дистиляции (СМЕД) с термоэлектрическим тепловым насосом (ТНР)
16. Muzhilko, A.A., Rifert, V.G., Barabash, P.A. Flow of liquid film over the surface of a rotating disk // Heat transfer. Soviet research, 1985.
17. Butuzov, A.I., Rifert, V.G. "An Experimental Study of Heat Transfer during Condensation of Steam at a Rotating Disk", Heat Transfer-Soviet Research, Vol.4, No. 6, November-December 1972.
18. Butuzov, A.I. and Rifert, V.G. "Heat Transfer in Evaporation of Liquid from a Film on a Rotating Disk," Heat Transfer-Soviet Research, Vol. 5, No. 1, January-February 1973.
19. V.G. Rifert, P.A. Barabash, A.S. Solomakha, V. Usenko, V.V. Sereda, V.G. Petrenko. Hydrodynamics and heat transfer in centrifugal film evaporator // Bulgarian Chemical Communications, Volume 50, Special Issue K. – 2018. – pp.49-57.
20. Rifert V.G., Barabash P.A., Goliyad N.N. Condensation of steam on a water film falling down a rotating surface. Heat transfer. Soviet research 16 (3), pp. 132-137.
21. Гимбутис Г. Теплообмен при гравитационном течении пленки жидкости. Монография. Вильнюс, 1988, 233 с.
22. S. Bae, J. S. Maubetsch, W. M. Rohsenow Refrigerant forced-convection condensation inside horizontal tubes. Report No. DSR-79760-64. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1969, p. 120.
23. D. P. Traviss, A. B. Baron, W. M. Rohsenow. Forced-convection condensation inside tubes. Report No. DSR-72591-74. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1971, p. 105.
24. V. G. Rifert, V. V. Sereda, V. V. Gorin, P. A. Barabash, A. S. Solomakha Restoration of correctness and improvement of a model for film condensation inside tubes. Bulgarian Chemical Communications, Volume 50, Special Issue K, 2018, pp. 58-69.
25. Rifert, V., Sereda, V., Solomakha, A. Heat transfer during film condensation inside plain tubes. Review of theoretical research. Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung, 2019.
26. Usenko, V.I., Fainzilberg, S.N. Effect of acceleration on the critical heat load with the boiling of freons on elements having small transverse dimensions. High Temperature, 1974.
27. Usenko, V.I., Podgoretskiy, V.M., Kudelya, P.P. Nucleate boiling heat transfer from freon-11 and 12 at very high «g». Heat transfer. Soviet research, 1985.
28. Анатичук Л.И., Прибыла А.В. Оптимизация тепловой коммутации в термоэлектрических тепловых насосах жидкость-жидкость для приборов очистки воды космического назначения. // Термоэлектричество. – 2015. – №4. – С 41 – 47.
29. Анатичук Л.И., Прибыла А.В. Оптимизация системы питания термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость // Термоэлектричество. – 2015. – №6. – С 59 – 64.
30. Анатичук Л.И., Розвер Ю.Ю., Прибыла А.В. Экспериментальное исследование термоэлектрического теплового насоса жидкость – жидкость // Термоэлектричество. – 2017. – №3. – С. 46 – 52.
31. Анатичук Л.И., Прибыла А.В. О предельных возможностях термоэлектрических тепловых насосов жидкость-жидкость // Термоэлектричество. – 2017. – №4. – С. 50 – 55.

32. Анатичук Л.И., Прибыла А.В. О влиянии качества теплообменников на свойства термоэлектрических тепловых насосов жидкость-жидкость // Термоэлектричество. – 2017. – №5. – С. 39 – 44.
33. Анатичук Л.И., Прибыла А.В. О холодильном коэффициенте термоэлектрических тепловых насосов жидкость-жидкость с учетом энергии на перемещение теплоносителя // Термоэлектричество. – 2017. – №6. – С. 34 – 40.

Надійшла до редакції 05.06.2019

**Риферт В.Г.,** док. техн. наук<sup>1</sup>  
**Анатичук Л.И.,** акад. НАН України<sup>2,3</sup>  
**Барабаш П.О.,** канд. техн. наук<sup>1</sup>  
**Усенко В.И.,** док. техн. наук<sup>1</sup>  
**Соломаха А. С.** канд. техн. наук<sup>1</sup>  
**Петренко В. Г.** канд. техн. наук<sup>1</sup>  
**Прибыла А. В.,** канд. физ.-мат. наук<sup>2,3</sup>  
**Стрикун А.П.**<sup>1</sup>

<sup>1</sup>НТУ «КПИ», ул. Политехническая, 6,  
Киев, 03056, Украина;

<sup>2</sup>Институт термоэлектричества НАН и МОН Украины,  
ул. Науки, 1, Черновцы, 58029, Украина,  
e-mail: anatykh@gmail.com;

<sup>3</sup>Черновицкий национальный университет  
им. Юрия Федьковича, ул. Коцюбинского, 2,  
Черновцы, 58012, Украина

## **ЭВОЛЮЦИЯ СИСТЕМЫ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ДИСТИЛЛЯЦИИ С ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ТЕПЛОВОМ НАСОСОМ ДЛЯ КОСМИЧЕСКИХ МИССИЙ**

Часть 3. Анализ локальных и интегральных характеристик системы центробежной дистиляции с термоэлектрическим тепловым насосом

*В работе описана методика расчета коэффициента теплопередачи и эффективности центробежного дистиллятора, а также определение эффективности термоэлектрического теплового насоса. Для этого использованы результаты теоретических и экспериментальных исследований процессов конденсации и испарения на вращающейся поверхности и исследование процессов в жидкостно-жидкостном термоэлектрическом тепловом насосе (ТНР). Сделано сравнение расчетных значений среднего температурного перепада  $\Delta T_{ср}$  в ТНР и разницы температур на входе в ТНР  $\Delta T_{вх}$  с экспериментальными данными, полученными при испытании центробежного дистиллятора на воде и урине. Библ. 33, рис. 3, табл. 2.*

**Ключевые слова:** термоэлектричество, тепловой насос, дистиллятор.

**Rifert V.G.,** *doct. techn. Sciences*<sup>1</sup>

**Anatychuk L.I.,** *acad. National Academy of Sciences of Ukraine*<sup>2</sup>

**Barabash P.O.,** *cand. techn. Sciences*<sup>1</sup>,

**Usenko V.I.,** *doct. techn. Sciences*<sup>1</sup>

**Solomakha A.S.,** *candidate of Technical Sciences*<sup>1,2</sup>

**Petrenko V.G.,** *candidate of Technical Sciences*<sup>1</sup>

**Prybyla A.V.,** *cand. Phys. - math. Sciences*<sup>2</sup>

**Strikun A.P.**<sup>1</sup>

1NTUU KPI, 6 Politekhnicheskaya str, Kyiv, 03056, Ukraine;

<sup>2</sup>Institute of Thermoelectricity, 1 Nauky str., Chernivtsi, 58029, Ukraine

*e-mail: anatych@gmail.com*

## **EVOLUTION OF CENTRIFUGAL DISTILLATION SYSTEM WITH A THERMOELECTRIC HEAT PUMP FOR SPACE MISSIONS**

Part 3. Analysis of local and integral characteristics of centrifugal  
distillation system with a thermoelectric heat pump

*The paper describes a method for calculating the heat transfer coefficient and the efficiency of a centrifugal distiller, as well as determining the efficiency of a thermoelectric heat pump. For this, the results of theoretical and experimental studies of condensation and evaporation processes on a rotating surface and the study of processes in a liquid-liquid thermoelectric heat pump (THP) were used. A comparison was made of the calculated values of the average temperature difference  $\Delta T_{av}$  in THP and the temperature difference at the inlet to THP  $\Delta T_{in}$  with the experimental data obtained when testing the centrifugal distiller on water and urine. Bibl. 33, Fig. 3, Tabl. 2.*

**Key words:** thermoelectricity, heat pump, distiller

### **References**

1. Rifert V., Barabash P., Goliad N. (1990). Methods and processes of thermal distillation of water solutions for closed water supply systems. *SAE Paper 901249, 20th Intersociety Conference on Environmental Systems (Williamsburg, July 1990).*
2. Samsonov N, Bobe L., Novikov V., Rifert V., et al. (1994). Systems for water reclamation from humidity condensate and urine for space station. *SAE Paper 941536, 24th International society Conference on Environmental Systems (June, 1994).*
3. Samsonov N.M., Bobe L.S., Novikov V., Rifert V.G., Barabash P.A, et al.. (1995). Development of urine processor distillation hardware for space stations. (1995). *SAE Paper 951605, 25th International Conference on Environmental Systems (San Diego, July 1995).*
4. Samsonov N.M., Bobe L.S, Novikov V., Rifert V.G., et al.(1997). Updated systems for water recovery from humidity condensate and urine for the International space station. *SAE Paper 972559, 27th International Conference on Environmental Systems (Nevada, July 1997).*
5. Samsonov N.M., Bobe L.S, Novikov V., Rifert V.G., et al. (1999). Development and testing of a vacuum distillation subsystem for water reclamation from urine. *SAE Paper 1999-01-1993, 29th*

*International Conference on Environmental Systems, 1999.*

6. Rifert V., Usenko V., Zolotukhin I., MacKnight A., Lubman A. (1999). Comparison of secondary water processors using distillation for space applications. *SAE Paper 99-70466, 29th International Conference on Environmental Systems (Denver, July 1999).*
7. Rifert V., Strikun A., Usenko V. (2000). Study of dynamic and extreme performances of multistage centrifugal distiller with the thermoelectric heat pump. *SAE Technical Papers 2000. 30th International Conference on Environmental Systems (Toulouse; France; 10-13 July 2000).*
8. Rifert V., Usenko V., Zolotukhin I., MacKnight A. and Lubman A. (2001). Design optimisation of cascade rotary distiller with the heat pump for water reclamation from urine. *SAE Paper 2001-01-2248, 31st International Conference on Environmental Systems (Orlando, July 2001).*
9. Rifert V. G., Usenko V.I., Zolotukhin I.V., MacKnight A. and Lubman A. (2003). Cascaded distillation technology for water processing in space. *SAE Paper 2003-01-2625. 34th International Conference on Environmental Systems (Orlando, July 2003).*
10. Lubman A., MacKnight A., Rifert V., Zolotukhin I. and Pickering K. (2006). Wastewater processing cascade distillation subsystem. design and evaluation. *SAE International, 2006-01-2273. July 2006.*
11. Lubman A., MacKnight A., Rifert V., and Barabash P. (2007). Cascade distillation subsystem hardware development for verification testing. *SAE International, 2007-01-3177, July 2007.*
12. Rifert V.G., Anatyshuk L.I., Barabash P.A., Usenko V.I., Strikun A.P., Prybyla A.V. (2017). Improvement of the distillation methods by using centrifugal forces for water recovery in space flight applications. *J. Thermoelectricity, 1, 71-83.*
13. Rifert Vladimir G., Barabash Petr A., Usenko Vladimir, Solomakha Andrii S., Anatyshuk Lukyan I., Prybyla A.V. (2017). Improvement the cascade distillation system for long-term space flights. *68th International Astronautical Congress (IAC) (Adelaide, Australia, 25-29 September 2017). IAC-17-A1.IP.25.*
14. Rifert V.G., Anatyshuk L.I., Barabash P.O., Usenko V.I., Strikun A.P., Solomakha A.S., Petrenko V.G., Prybyla A.V. (2019). Evolution of centrifugal distillation system with a thermoelectric heat pump for space missions. Part 1. Review of publications on centrifugal distillation in the period of 1990 – 2017. *J. Thermoelectricity, 1*
15. Rifert V.G., Anatyshuk L.I., Barabash P.O., Usenko V.I., Strikun A.P., Solomakha A.S., Petrenko V.G., Prybyla A.V. (2019). Evolution of centrifugal distillation system with a thermoelectric heat pump for space missions. Part 2. . Study of the variable characteristics of a multi-stage distillation system with a thermoelectric heat pump. *J. Thermoelectricity, 2*
16. Muzhilko A.A., Rifert V.G., Barabash P.A. (1985) Flow of liquid film over the surface of a rotating disk. *Heat transfer. Soviet research.*
17. Butuzov A.I., Rifert V.G. (1972). An experimental study of heat transfer during condensation of steam at a rotating disk. *Heat Transfer-Soviet Research, 4(6).*
18. Butuzov A.I. and Rifert V.G. (1973). Heat transfer in evaporation of liquid from a film on a rotating disk. *Heat Transfer-Soviet Research, 5(1).*
19. Rifert V.G., Barabash P.A., Solomakha A.S., Usenko V., Sereda V.V., Petrenko V.G. (2018). Hydrodynamics and heat transfer in centrifugal film evaporator. *Bulgarian Chemical Communications, 50, Special Issue K, 49-57.*
20. Rifert V.G., Barabash P.A., Goliyad N.N. Condensation of steam on a water film falling down a rotating surface. *Heat transfer. Soviet research, 16 (3), 132-137.*
21. Gimbutis G. (1988). *Heat exchange with gravitational flow of liquid film.* Monograph. Vilnius.

22. Bae S., Maulbetsch J.S., Rohsenow W.M. (1969). *Refrigerant forced-convection condensation inside horizontal tubes. Report No. DSR-79760-64. Massachusetts Institute of Technology (Cambridge, MA).*
23. Traviss D.P., Baron A.N., Rohsenow W.M. (1971). *Forced-convection condensation inside tubes. Report No. DSR-72591-74. Massachusetts Institute of Technology (Cambridge, MA)*
24. Rifert V.G., Sereda V.V., Gorin V.V., Barabash P.A., Solomakha A.S. (2018). Restoration of correctness and improvement of a model for film condensation inside tubes. *Bulgarian Chemical Communications*, 50, Special Issue K, 58-69.
25. Rifert V., Sereda V., Solomakha A. (2019). Heat transfer during film condensation inside plain tubes. Review of theoretical research. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 2019.
26. Usenko V.I., Fainzilberg S.N. (1974). Effect of acceleration on the critical heat load with the boiling of freons on elements having small transverse dimensions. *High Temperature*.
27. Usenko V.I., Podgoretskiy V.M., Kudelya P.P. (1985). Nucleate boiling heat transfer from freon-11 and 12 at very high «g». *Heat transfer. Soviet research*.
28. Anatychuk L.I., Prybyla A.V. (2015). Optimization of thermal connections in thermoelectric liquid-liquid heat pumps for water purification systems of space application. *J. Thermoelectricity*, 4, 45 – 51.
29. Anatychuk L.I., Prybyla A.V. (2015). Optimization of power supply system of thermoelectric liquid-liquid heat pump. *J. Thermoelectricity*, 6, 53 – 58.
30. Anatychuk L.I., Rozver Yu.Yu., Prybyla A.V. (2017). Experimental study of thermoelectric liquid-liquid heat pump. *J. Thermoelectricity*, 3, C. 33 – 39.
31. Anatychuk L.I., Prybyla A.V. (2017). Limiting possibilities of thermoelectric liquid-liquid heat pump. *J. Thermoelectricity*, 4, 33 – 39.
32. Anatychuk L.I., Prybyla A.V. (2017). The influence of quality of heat exchangers on the properties of thermoelectric liquid-liquid heat pumps. *J. Thermoelectricity*, 5, 33 – 39.
33. Anatychuk L.I., Prybyla A.V. (2017). On the coefficient of performance of thermoelectric liquid-liquid heat pumps with regard to energy loss for heat carrier transfer. *J. Thermoelectricity*, 6, 33 – 39.

Submitted 05.06.2019