

УДК 536.24



Анатичук Л.І.

Анатичук Л.І. *ак. НАН України,^{1,2}*
Прибила А.В. *кандидат фіз.-мат. наук^{1,2}*

¹Інститут термоелектрики НАН і МОН України,
вул. Науки, 1, Чернівці, 58029, Україна,
e-mail: anatysh@gmail.com;

²Чернівецький національний університет імені
Юрія Федьковича, вул. Коцюбинського 2,
Чернівці, 58012, Україна
e-mail: anatysh@gmail.com



Прибила А.В.

ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ТЕПЛООБМІНУ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСУ РІДИНА-РІДИНА

У роботі наводяться результати оптимізації системи теплообміну термоелектричного теплового насоса рідина-рідина та визначено умови підвищення його ефективності, зокрема при його використанні у якості вискоелективного нагрівника для приладу очистки води космічного призначення. Бібл. 9, рис. 5.

Ключові слова: термоелектричний тепловий насос, ефективність, дистиллятор, теплообмінник.

Вступ

Загальна характеристика проблеми. Підвищення ефективності термоелектричних теплових насосів (ТТН), що знайшли своє застосування у системах охолодження та нагріву різноманітного призначення [1 - 5], є важливою та складною задачею, що може бути розв'язана із використанням сучасних методів комп'ютерного проектування [6, 7]. Важливою обставиною є також те, що досягнуті значення ефективності ТТН близькі до граничних, що вимагає проведення їх дослідження з врахуванням максимально точних і повних фізичних моделей.

В роботі [7, 8] проведено дослідження з метою визначення впливу якості системи теплообміну на ефективність термоелектричного теплового насоса рідина-рідина, зокрема впливу витрат енергії на прокачування теплоносія. Було встановлено, що оптимізація системи теплообміну ТТН є важливим чинником підвищення загальної ефективності ТТН.

Метою роботи є оптимізація системи теплообміну термоелектричного теплового насоса рідина-рідина для підвищення його загальної ефективності.

Фізична модель

Дослідження проведені із використанням фізичної моделі рідинного теплообмінника ТТН, що представлена на рис. 1. В каналах 2 теплообмінника циркулює теплоносій 3 з витратою G . Тепловий потік Q_1 через основу теплообмінника 1 передається теплоносію, внаслідок чого його температура змінюється з T_1 до T_2 . Для інтенсифікації теплообміну використано стержень змінного діаметру (рис. 2), розміщений всередині каналу теплообмінника.

В цілому, фізична модель ТТН складається з системи ідентичних теплообмінників 1 на рис. 3, що забезпечують проходження теплового потоку Q_T через гарячу сторону термоелектричних модулів, власне термоелектричних модулів 3 на рис. 3, теплообмінників 2 на рис. 3, що забезпечують проходження теплового потоку Q_X через холодну сторону термоелектричних модулів і системи гідравлічно зв'язаних каналів 4 на рис. 3, що забезпечують циркуляцію рідини в термоелектричному теплому насосі.

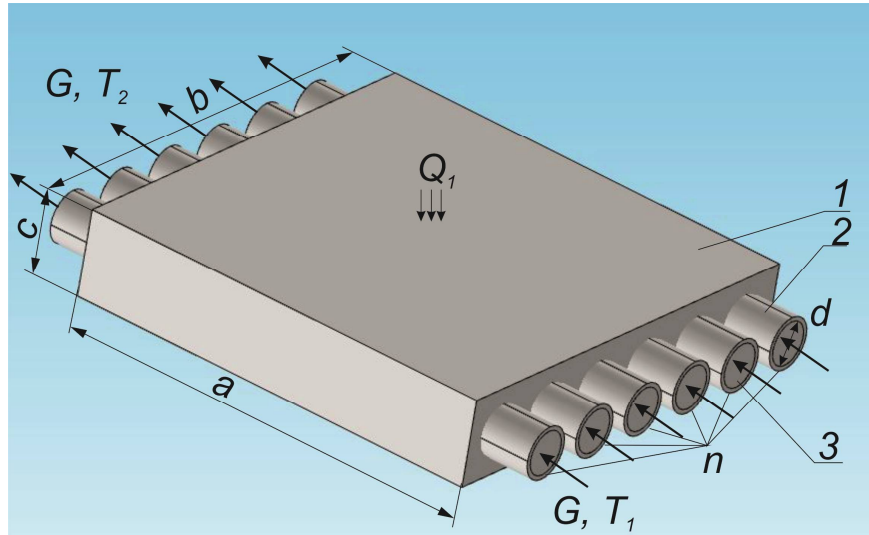


Рис. 1. Фізична модель рідинного теплообмінника термоелектричного теплового насоса: 1 – основа теплообмінника, 2 – канали теплообмінника, 3 – теплоносій

В моделі враховані втрати перепаду температур у теплообмінниках, а також витрати енергії на прокачування через систему теплообміну теплоносія.

Для забезпечення оптимальної роботи термоелектричних модулів, кожен з них має індивідуальне джерело живлення.

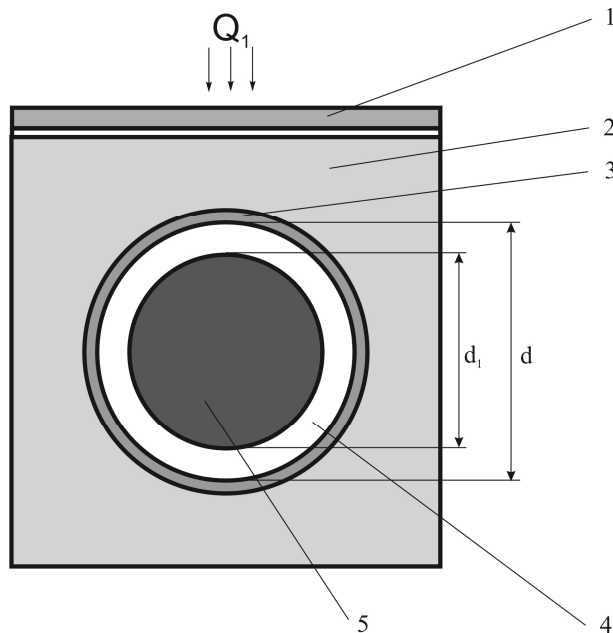


Рис. 2. Фрагмент рідинного теплообмінника термоелектричного теплового насоса в перерізі: 1 – місце розміщення термоелектричного модуля, 2 – основа теплообмінника, 3 – канал теплообмінника, 4 – теплоносій, 5 – інтенсифікатор теплообміну.

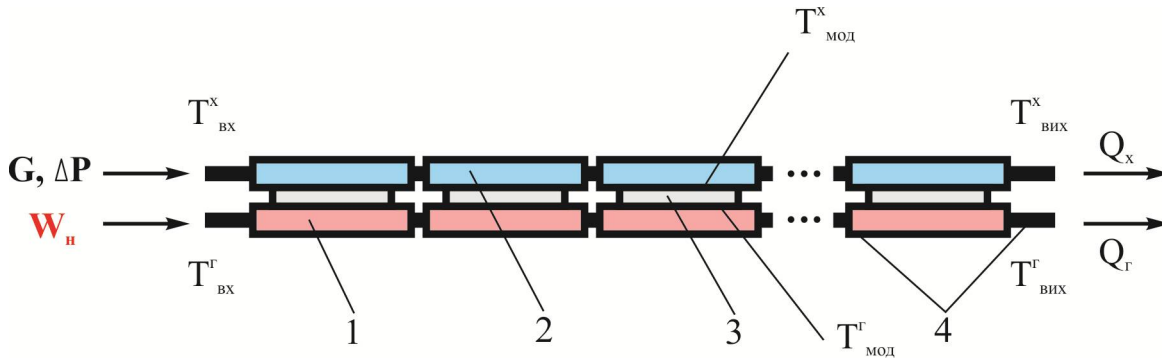


Рис. 3. Фізична модель термоелектричного теплового насоса.

Математичний та комп'ютерний опис моделі

Для опису потоків тепла й електрики скористаємося законами збереження енергії

$$\text{div} \vec{E} = 0 \quad (1)$$

й електричного заряду

$$\text{div} \vec{j} = 0, \quad (2)$$

де

$$\vec{E} = \vec{q} + U\vec{j}, \quad (3)$$

$$\vec{q} = \kappa \nabla T + \alpha T \vec{j}, \quad (4)$$

$$\vec{j} = -\sigma \nabla U - \sigma \alpha \nabla T. \quad (5)$$

Тут \vec{E} – щільність потоку енергії, \vec{q} – щільність теплового потоку, \vec{j} – щільність електричного струму, U – електричний потенціал, T – температура, α , σ , κ – коефіцієнти термоЕРС, електропровідності й теплопровідності.

Враховуючи (3) – (5), можна одержати

$$\vec{E} = -(\kappa + \alpha^2 \sigma T + \alpha U \sigma) \nabla T - (\alpha \sigma T + U \sigma) \nabla U. \quad (6)$$

Тоді закони збереження (1), (2) набувають вигляду:

$$-\nabla [(\kappa + \alpha^2 \sigma T + \alpha U \sigma) \nabla T] - \nabla [(\alpha \sigma T + U \sigma) \nabla U] = 0, \quad (7)$$

$$-\nabla (\sigma \alpha \nabla T) - \nabla (\sigma \nabla U) = 0. \quad (8)$$

Цими нелінійними диференціальними рівняннями другого порядку в частинних похідних (7) і (8) визначаються розподіли температури T й потенціалу U у термоелементах.

Рівняння, що описує процес переносу тепла в стінках теплообмінників у стаціонарному

випадку, записується в такий спосіб:

$$\nabla(-k_1 \cdot \nabla T_1) = Q_1, \quad (9)$$

Тут k_1 – коефіцієнт теплопровідності стінок теплообмінника, ∇T_1 – градієнт температури, Q_1 – тепловий потік.

Процеси тепло- і масообміну теплоносіїв у каналах теплообмінників у стаціонарному випадку описуються рівняннями [9]

$$-\Delta p - f_D \frac{\rho}{2d_h} v |\vec{v}| + \vec{F} = 0, \quad (10)$$

$$\nabla(A\rho\vec{v}) = 0, \quad (11)$$

$$\rho A C_p \vec{v} \cdot \nabla T_2 = \nabla \cdot A k_2 \nabla T_2 + f_D \frac{\rho A}{d_h} |\vec{v}|^3 + Q_2 + Q_{wall}, \quad (12)$$

де p – тиск, ρ – щільність теплоносія, A – поперечний переріз труби, \vec{F} – сума всіх сил, C_p – теплоємність теплоносія, T_2 – температура, \vec{v} – вектор швидкості, k_2 – теплопровідність теплоносія, f_D – коефіцієнт Дарсі, $d = 4A/Z$ – ефективний діаметр, Z – периметр стінки труби, Q_2 – тепло, яке виділяється за рахунок в'язкого тертя [Вт/м] (з одиниці довжини теплообмінника), Q_{wall} – тепловий потік, що надходить від теплоносія до стінкам труби [Вт/м]

$$Q_{wall} = h \cdot Z \cdot (T_1 - T_2), \quad (13)$$

де h – коефіцієнт тепловіддачі, який визначається з рівняння

$$h = \frac{Nu \cdot k_2}{d}. \quad (14)$$

Для визначення числа Нуссельта використовується рівняння Gnielinski ($3000 < Re < 6 \cdot 10^6$, $0.5 < Pr < 2000$)

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_d}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f_d}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}, \quad (15)$$

де $Pr = \frac{C_p \mu}{k_2}$ – число Прандтля, μ – динамічна в'язкість, $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ – число Рейнольдса.

Для визначення коефіцієнта Дарсі f_D використовуємо рівняння Churchill для всього спектра числа Рейнольдса й усіх значень e/d (e – шорсткість поверхні стінки)

$$f_D = 8 \left[\frac{8}{Re} + (A + B)^{-1.5} \right]^{1/12}, \quad (16)$$

$$\text{де } A = \left[-2.457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27(e/d) \right) \right]^{16}, \quad B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}.$$

З розв'язку рівняння (7–12) ми одержимо розподіли температур, електричного потенціалу (для термоелементів), швидкостей і тиску (для теплоносія).

Для розв'язку розглянутих вище диференціальних рівнянь із відповідними граничними умовами був використаний пакет прикладних програм Comsol Multiphysics.

Результати комп'ютерного моделювання

Нижче наведено результати розрахунків параметрів термоелектричного насоса відповідно до фізичних моделей зображених на рис. 1–3. Було досліджено вплив розмірів (d_1 на рис. 2) інтенсифікатора теплообміну на втрати перепаду температур між теплоносієм і зовнішньою поверхнею теплообмінника (на якій розташовано термоелектричний модуль). Також проаналізовано вплив цих втрат на загальну ефективність термоелектричного теплового насоса із врахуванням затрат енергії $W_{нас}$ на прокачування теплоносія через систему теплообміну. Для цих параметрів визначено оптимальну кількість термоелектричних модулів N для забезпечення необхідної холодопродуктивності Q_0 , а також оптимальний струм живлення I_{opt} кожного з модулів, що забезпечує найвищий інтегральний холодильний коефіцієнт ϵ^{int} .

Вхідні дані для розрахунків:

холодопродуктивність – 600 Вт;

температура теплоносія на вході в гарячий теплообмінний контур – 36 °С;

температура теплоносія на вході в холодний теплообмінний контур – 31 °С;

витрати теплоносія в кожному контурі – 22 мл/с.

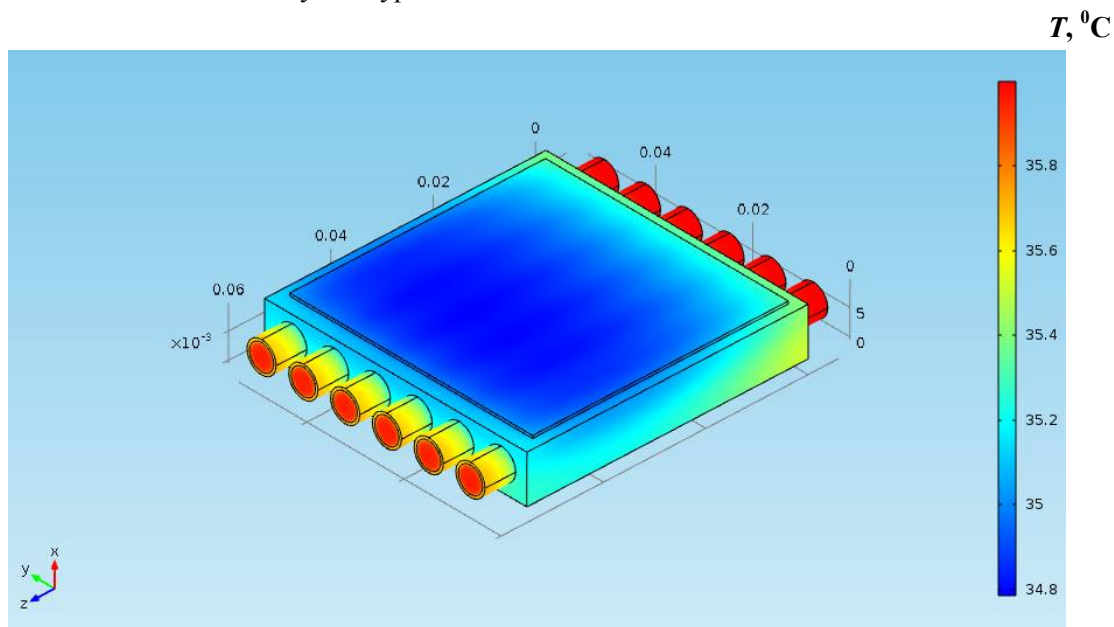


Рис. 4. Типовий розподіл температури в рідинному теплообміннику

Типовий розподіл температур в рідинному теплообміннику ТГН наведено на рис. 4. Аналіз даного розподілу температур для випадків різного співвідношення між діаметрами інтенсифікатора теплообміну і діаметром каналу теплообмінника дозволив визначити його вплив на загальну ефективність термоелектричного теплового насоса. На рис. 5 наведено залежність інтегрального холодильного коефіцієнту термоелектричного теплового насоса

(з врахуванням затрат енергії на прокачування $\varepsilon_{\text{втр}}$ і без її врахування ε) від розмірів щілини, утвореної каналом теплообмінника і інтенсифікатором теплообміну, при чому розмір щілини $l=6$ мм відповідає варіанту відсутності інтенсифікатора теплообміну.

Таким чином, результати комп'ютерної оптимізації системи теплообміну ТТН дозволили визначити умови інтенсифікації теплообміну в каналах рідинного теплообмінника, що призводять до зростання інтегральної ефективності ТТН. Встановлено, що при розмірах щілини $l=0.25$ мм, утвореної каналом теплообмінника і інтенсифікатором теплообміну, холодильний коефіцієнт ТТН з врахуванням витрати енергії на прокачування теплоносія досягає 2.1 (що відповідає втратам у системі теплообміну $\Delta T=1$ К). Таким чином, досягнуто підвищення ефективності ТТН на 24 % у порівнянні із варіантом ТТН без інтенсифікаторів теплообміну у каналах теплообмінників.

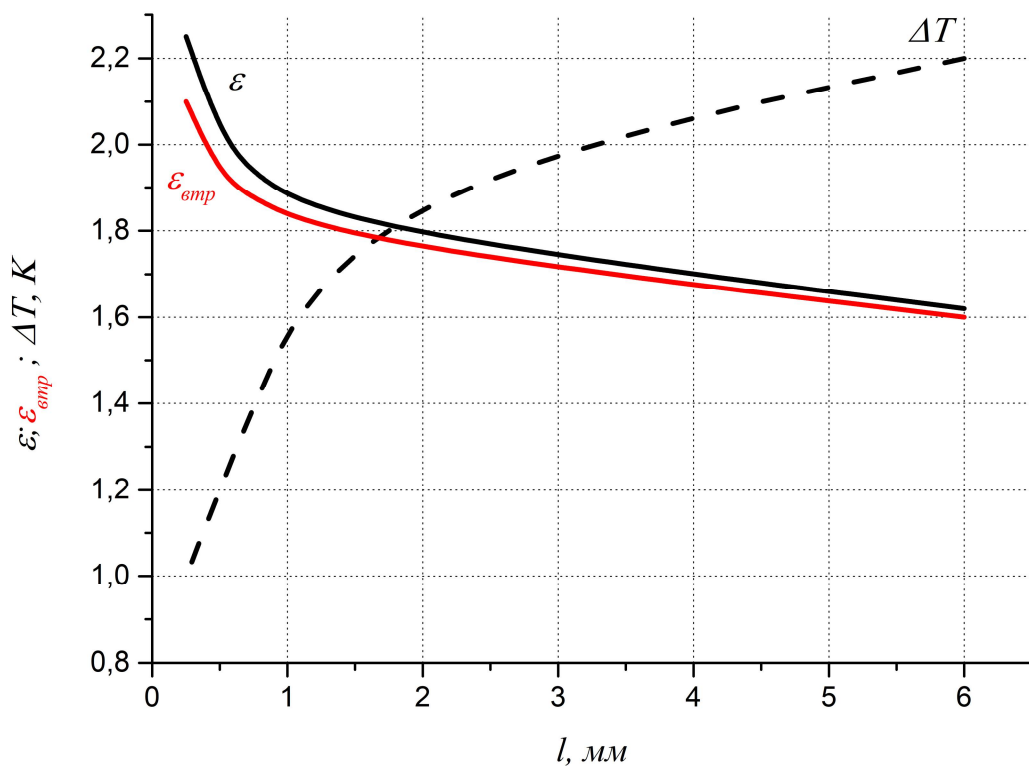


Рис. 5 Залежність інтегрального холодильного коефіцієнту термоелектричного теплового насоса (з врахуванням затрат енергії на прокачування теплоносія $\varepsilon_{\text{втр}}$ і без її врахування ε) та втрат перепаду температур у теплообміннику ΔT від розмірів щілини l , утвореної каналом теплообмінника і інтенсифікатором теплообміну ($l=6$ мм відповідає варіанту відсутності щтиря)

Висновки

1. Визначено умови інтенсифікації теплообміну в каналах рідинного теплообмінника ТТН шляхом використання щтирьових інтенсифікаторів змінного діаметру.
2. Встановлено, що при розмірах щілини $l=0.25$ мм, утвореної каналом теплообмінника і інтенсифікатором теплообміну, холодильний коефіцієнт ТТН з врахуванням витрати енергії на прокачування теплоносія досягає 2.1 (що відповідає втратам у системі теплообміну $\Delta T=1$ К).
3. Досягнуто підвищення ефективності термоелектричного теплового насоса на 24 % у порівнянні із варіантом ТТН без інтенсифікаторів теплообміну у каналах теплообмінників.

Література

1. Розвер Ю.Ю. Термоелектричний кондиціонер для транспортних засобів / Ю.Ю. Розвер // Термоелектрика. – 2003. – № 2. – С. 52 – 56.
2. Анатичук Л.І. Исследование характеристик термоэлектрического охладителя потоков жидкости или газа / Л. И. Анатичук, Л.Н. Вихор, Ю.Ю. Розвер // Термоэлектричество. – 2004. – № 1. – С. 73 – 80.
3. Анатичук Л.І. Термоелектричний кондиціонер для приміщень / Л.І. Анатичук, Н. Сузукі, Ю.Ю. Розвер // Термоелектрика. – 2005. – № 3. – С. 53 – 56.
4. Разработка и испытание системы регенерации воды из жидких отходов жизнедеятельности на борту пилотируемых космических аппаратов с использованием термоэлектрического теплового насоса / В.Г. Риферт, В.И. Усенко, П.А. Барабаш [и др.] // Термоэлектричество. – 2011. – № 2. – С. 63 – 74.
5. Термоэлектрический тепловой насос как средство повышения эффективности систем очистки воды при космических полетах / Анатичук Л.І., Барабаш П.А., Риферт В.Г., Розвер Ю.Ю., Усенко В.И., Черкез Р.Г. // Термоэлектричество. – 2013. – № 6. – С. 78 – 83.
6. Анатичук Л.І. Про граничні можливості термоелектричного теплового насоса рідина-рідина / Л.І. Анатичук, А.В. Прибила // Термоелектрика. – 2017. – №4. – С. 33 – 39.
7. Анатичук Л.І. Про вплив якості теплообмінників на властивості термоелектричних теплових насосів рідина-рідина / Л.І. Анатичук, А.В. Прибила // Термоелектрика. – 2017. №5. – С. 27 – 33.
8. Анатичук Л.І. Про холодильний коефіцієнт термоелектричних теплових насосів рідина-рідина з врахуванням енергії на переміщення теплоносія / Л.І. Анатичук, А.В. Прибила // Термоелектрика. – 2017. – №6. – С. 30– 36.
9. Michael V. Lurie. Modeling of Oil Product and Gas Pipeline Transportation, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KgaA, Weinheim, 2008. – P. 214.

Надійшла до редакції 07.02.2018

Анатичук Л.І.^{1,2} *ак. НАН України,*
Прибила А.В.^{1,2} *канд.физ.-мат. наук*

¹Інститут термоелектричества НАН и МОН України,
ул. Науки, 1, Черновцы, 58029, Украина; *e-mail: anatykh@gmail.com;*

²Черновицкий национальный университет им. Юрия Федьковича,
ул. Коцюбинского, 2, Черновцы, 58000, Украина *e-mail: anatykh@gmail.com*

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛООБМЕНА ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА ЖИДКОСТЬ-ЖИДКОСТЬ

В работе приводятся результаты оптимизации системы теплообмена термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость и определены условия повышения его эффективности, в частности при его использовании в качестве высокоэффективного отопителя для прибора очистки воды космического назначения. Библ. 9, рис. 5.

Ключевые слова: термоэлектрический тепловой насос, эффективность, дистиллятор, теплообменник.

L.I. Anatyshuk^{1,2} *acad. National Academy of Sciences of Ukraine,*
A.V. Prybyla^{1,2} *Candidate Phys.-math. Sciences*

¹Institute of Thermoelectricity of the NAS and MES of Ukraine,
1, Nauky str., Chernivtsi, 58029, Ukraine *e-mail: anatysh@gmail.com;*

²Yu.Fedkovych Chernivtsi National University,
2, Kotsiubynskyi str., Chernivtsi, 58000, Ukraine
e-mail: anatysh@gmail.com

OPTIMIZATION OF HEAT EXCHANGE SYSTEM OF THERMOELECTRIC LIQUID-LIQUID HEAT PUMP

This paper presents the results of optimization of heat exchange system of thermoelectric liquid-liquid heat pump and determines conditions for its efficiency increase, in particular, for its use as a high-performance heater for space –purpose water regeneration device. Bibl. 9, Fig. 5.

Key words: thermoelectric heat pump, efficiency, distillation unit, heat exchanger.

References

1. Rozver Yu.Yu. (2003). Thermoelectric air-conditioner for vehicles. *J. Thermoelectricity*, 2, 52-56.
2. Anatyshuk L.I., Vikhor L.N., Rozver Yu.Yu. (2004). Investigation on performance of thermoelectric cooler of liquid or gas flows. *J. Thermoelectricity*, 1, 73 – 80.
3. Anatyshuk L.I., Sudzuki N., Rozver Yu.Yu. (2005). Thermoelectric indoor air-conditioner. *J. Thermoelectricity*, 3, 53 – 56.
4. Rifert V.G., Usenko V.I., Barabash P.A., et al. (2011). Development and test of water regeneration system from liquid biowaste on board of manned spacecrafts with the use of thermoelectric heat pump. *J. Thermoelectricity*, 2, 63 – 74.
5. Anatyshuk L.I., Barabash P.A., Rifert V.G., Rozver Yu.Yu., Usenko V.I., Cherkez R.G. (2013). Thermoelectric heat pump as a means of improving efficiency of water purification systems on space missions. *J. Thermoelectricity*, 6, 78 – 83.
6. Anatyshuk L.I., Prybyla A.V. (2017). Limiting possibilities of thermoelectric liquid-liquid heat pump. *J. Thermoelectricity*, 4, 33 – 39.
7. Anatyshuk 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, 27 – 33.
8. Anatyshuk 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, p. 30 – 36.
9. Lurie Michael V. (2008). *Modeling of oil product and gas pipeline transportation*. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA.

Submitted 07.02.2018