

УДК 536.24



Анатычук Л.И.

Анатычук Л.И.^{1,2}, *ак. НАН Украины,*
Прибыла А.В.^{1,2}, *канд. физ.-мат. наук*



Прибыла А.В.

¹Институт термоэлектричества НАН и МОН Украины, ул. Науки, 1, Черновцы, 58029, Украина, *e-mail: anatych@gmail.com;*
²Черновицкий национальный университет им. Юрия Федьковича, ул. Коцюбинского, 2, Черновцы, 58000, Украина, *e-mail: anatych@gmail.com*

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛООБМЕНА ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА ЖИДКОСТЬ-ЖИДКОСТЬ

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

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

Введение

Общая характеристика проблемы. Повышение эффективности термоэлектрических тепловых насосов (ТТН), нашедших применение в системах охлаждения и нагрева различного назначения [1 – 5] – важная и сложная задача, которая может быть решена с использованием современных методов компьютерного проектирования [6, 7]. Важным обстоятельством является также то, что достигнутые значения эффективности ТТН близки к предельным, что требует проведения их исследования с учетом максимально точных и полных физических моделей.

В работах [7, 8] проведены исследования с целью определения влияния качества системы теплообмена на эффективность термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость, в частности влияния затрат энергии на прокачку теплоносителя. При этом было установлено, что оптимизация системы теплообмена ТТН является важным фактором повышения общей эффективности ТТН.

Целью работы является оптимизация системы теплообмена термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость для повышения его общей эффективности.

Физическая модель

Исследования проведены с использованием физической модели жидкостного теплообменника ТТН, представленной на рис. 1. В каналах 2 теплообменника 1 циркулирует теплоноситель 3 с

расходом G . Тепловой поток Q_1 через основу теплообменника передается теплоносителю, вследствие чего его температура изменяется от T_1 до T_2 . Для интенсификации теплообмена использован стержень переменного диаметра (рис. 2), размещенный внутри канала теплообменника.

В целом, физическая модель ТТН состоит из системы идентичных теплообменников 1 на рис. 3, обеспечивающих прохождение теплового потока $Q_Г$ через горячую сторону термоэлектрических модулей, собственно термоэлектрических модулей 3 на рис. 3, теплообменников 2 на рис. 3, обеспечивающих прохождение теплового потока $Q_Х$ через холодную сторону термоэлектрических модулей и системы гидравлически связанных каналов 4 на рис. 3, обеспечивающих циркуляцию жидкости в термоэлектрическом тепловом насосе.

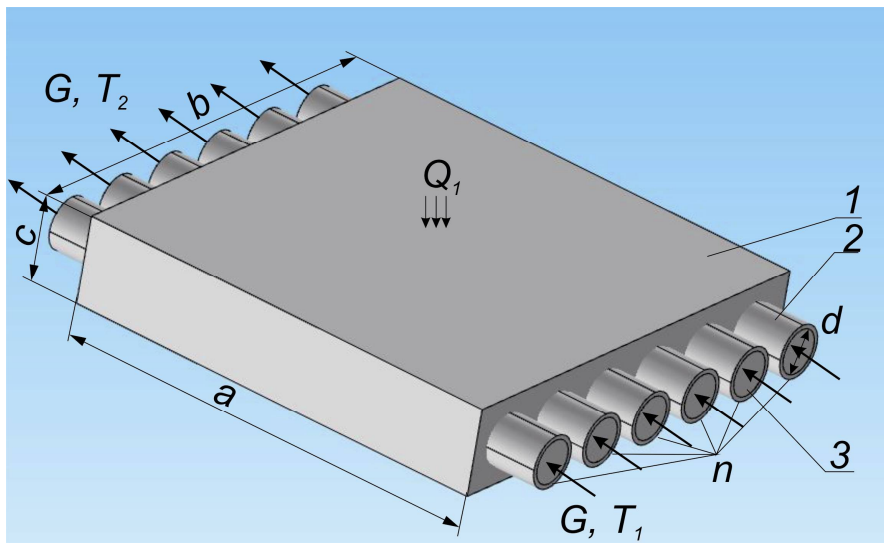


Рис. 1. Физическая модель жидкостного теплообменника термоэлектрического теплового насоса:
1 – основа теплообменника, 2 – каналы теплообменника, 3 – теплоноситель.

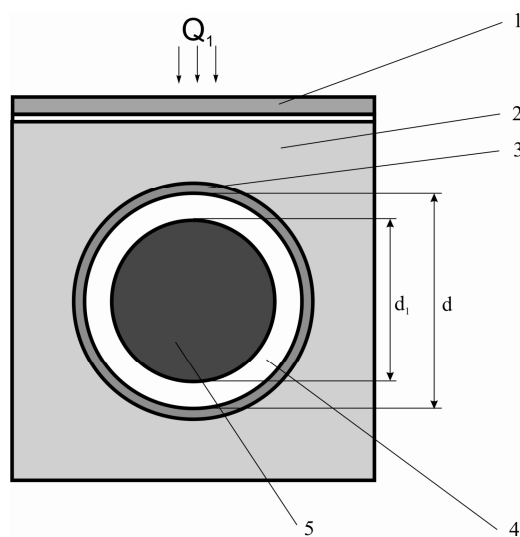


Рис. 2. Фрагмент жидкостного теплообменника термоэлектрического теплового насоса в сечении:
1 – место размещения термоэлектрического модуля, 2 – основа теплообменника, 3 – канал теплообменника, 4 – теплоноситель, 5 – интенсификатор теплообмена.

В модели учтены потери перепада температур в теплообменниках, а также затраты энергии на прокачку через систему теплообмена теплоносителя.

Для обеспечения оптимальной работы термоэлектрических модулей, каждый из них имеет индивидуальный источник питания.

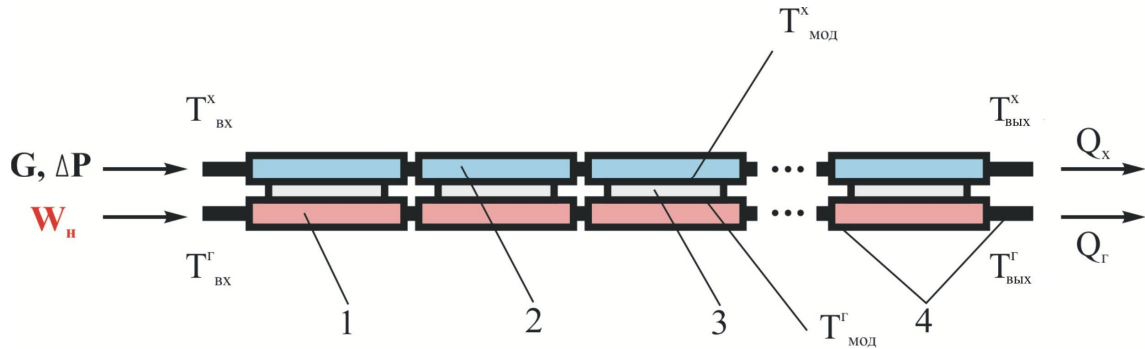


Рис. 3. Физическая модель термоэлектрического теплового насоса.

Математическое и компьютерное описания модели

Для описания потоков тепла и электричества воспользуемся законами сохранения энергии

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

и электрического заряда

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

где

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

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

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

Здесь \vec{E} – плотность потока энергии; \vec{q} – плотность теплового потока; \vec{j} – плотность электрического тока; U – электрический потенциал; T – температура; α , σ , κ – коэффициенты термоЭДС, электропроводности и теплопроводности.

Учитывая (3) – (5), можно получить

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

Тогда законы сохранения (1), (2) приобретают вид:

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

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

Этими нелинейными дифференциальными уравнениями второго порядка в частных производных (7) и (8) определяются распределения температуры T и потенциала U в термоэлементах.

Уравнение, которое описывает процесс переноса тепла в стенках теплообменников в стационарном случае, записывается таким способом:

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

Здесь k_1 – коэффициент теплопроводности стенок теплообменника; ∇T_1 – градиент температуры; Q_1 – тепловой поток.

Процессы тепло- и массообмена теплоносителей в каналах теплообменников в стационарном случае описываются уравнениями [9]

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

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

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

где p – давление; ρ – плотность теплоносителя; A – поперечное сечение трубы; \vec{F} – сумма всех сил; C_p – теплоемкость теплоносителя; T_2 – температура; \vec{v} – вектор скорости; k_2 – теплопроводность теплоносителя; f_D – коэффициент Дарси; $d = \frac{4A}{Z}$ – эффективный диаметр; Z – периметр стенки трубы; Q_2 – тепло, выделяющееся за счет вязкого трения [Вт/м] (на единицу длины теплообменника); Q_{wall} – тепловой поток, поступающий от теплоносителя к стенкам трубы [Вт/м].

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

где h – коэффициент теплоотдачи, определяемый из уравнения

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

Для определения числа Нуссельта Nu используется уравнение Gnielinski ($3000 < Re < 6 \cdot 10^6$, $0.5 < Pr < 2000$)

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

где $Pr = \frac{C_p \mu}{k_2}$ – число Прандтля; μ – динамическая вязкость; $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ – число Рейнольдса.

Для определения коэффициента Дарси f_D используем уравнение Churchill для всего спектра числа Рейнольдса и всех значений e/d (e – шероховатость поверхности стенки)

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

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

Из решения уравнений (7) – (12) определяются распределения температур, электрического потенциала (для термоэлементов), скоростей и давления (для теплоносителя).

Для решения рассмотренных выше дифференциальных уравнений с соответствующими предельными условиями был использован пакет прикладных программ Comsol Multiphysics.

Результаты компьютерного моделирования

Ниже приведены результаты расчетов параметров термоэлектрического насоса согласно физическим моделям, изображенных на рис. 1-3. Было исследовано влияние размеров (d_1 на рис. 2) интенсификатора теплообмена на потери перепада температур между теплоносителем и внешней поверхностью теплообменника (на которой расположен термоэлектрический модуль). Также проанализировано влияние этих потерь на общую эффективность термоэлектрического теплового насоса с учетом затрат энергии $W_{\text{нас}}$ на прокачку теплоносителя через систему теплообмена. Для этих параметров определено оптимальное количество термоэлектрических модулей N для обеспечения необходимой холодопроизводительности Q_0 , а также оптимальный ток питания $I_{\text{опт}}$ каждого из модулей, обеспечивающий наивысший интегральный холодильный коэффициент $\epsilon_{\text{инт}}$.

Входные данные для расчетов:

холодопроизводительность – 600 Вт;

температура теплоносителя на входе в горячий теплообменный контур – 36 °С;

температура теплоносителя на входе в холодный теплообменный контур – 31 °С;

затраты теплоносителя в каждом контуре – 22 мл/с.

Типичное распределение температуры в жидкостном теплообменнике ТТН приведено на рис. 4. Анализ данного распределения температур для случаев разного соотношения между диаметрами интенсификаторов теплообмена и диаметром канала теплообменника позволил определить влияние этого соотношения на общую эффективность термоэлектрического теплового насоса. На рис. 5 приведена зависимость интегрального холодильного коэффициента термоэлектрического теплового насоса (с учетом затрат энергии на прокачку $\epsilon_{\text{затр}}$ и без ее учета ϵ) от размеров щели, образованной каналом теплообменника и интенсификатором теплообмена, причем размер щели $l = 6$ мм отвечает варианту отсутствия интенсификатора теплообмена.

Таким образом, результаты компьютерной оптимизации системы теплообмена ТТН позволили определить условия интенсификации теплообмена в каналах жидкостного теплообменника, приводящей к росту интегральной эффективности ТТН. Установлено, что при

размерах щели $l = 0.25$ мм, образованной каналом теплообменника и интенсификатором теплообмена, холодильный коэффициент ТТН с учетом затраты энергии на прокачку теплоносителя достигает 2.1 (что отвечает потерям в системе теплообмена $\Delta T = 1$ К). Таким образом, достигнуто повышение эффективности ТТН на 24 % по сравнению с вариантом ТТН без интенсификаторов теплообмена в каналах теплообменников.

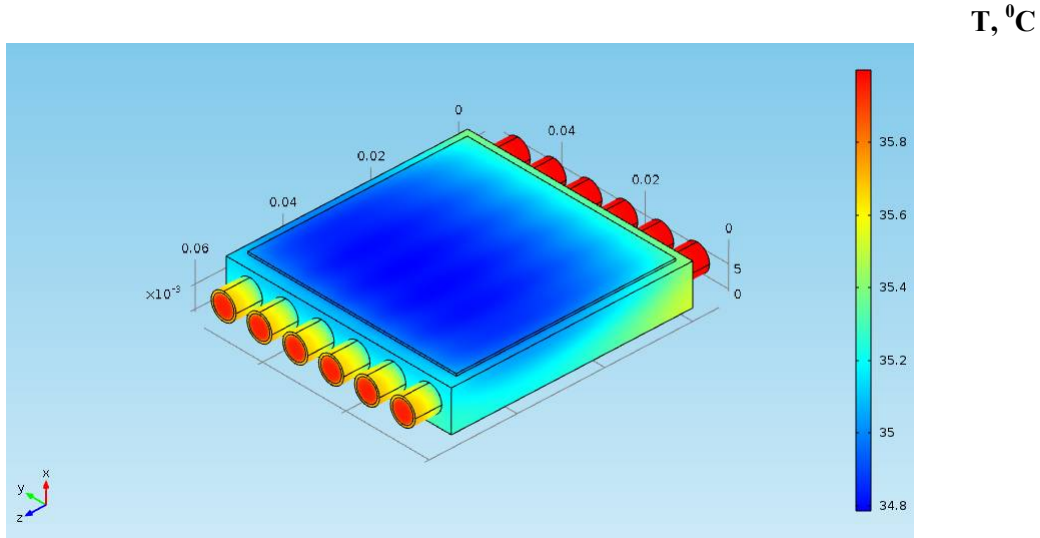


Рис. 4. Типичное распределение температур в жидкостном теплообменнике.

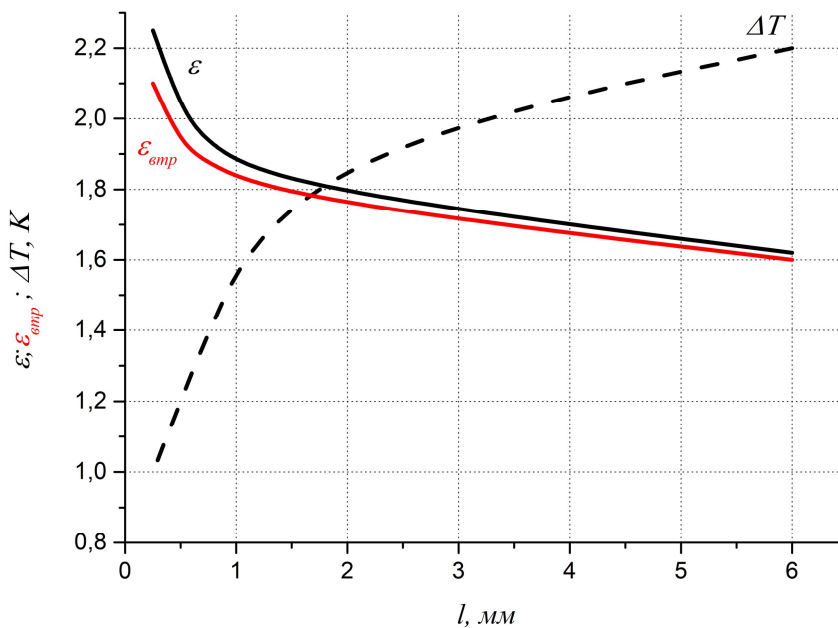


Рис. 5. Зависимость интегрального холодильного коэффициента термоэлектрического теплового насоса (с учетом затрат энергии на прокачку теплоносителя $\epsilon_{затр}$ и без ее учета ϵ) и потерь перепада температур в теплообменнике ΔT от размеров щели l , образованной каналом теплообменника и интенсификатором теплообмена ($l = 6$ мм отвечает варианту отсутствия штыря).

Выводы

1. Определены условия интенсификации теплообмена в каналах жидкостного теплообменника ТТН путем использования штыревых интенсификаторов переменного диаметра.

2. Установлено, что при размерах щели $l = 0.25$ мм, образованной каналом теплообменника и интенсификатором теплообмена, холодильный коэффициент ТТН с учетом затраты энергии на прокачку теплоносителя достигает 2.1 (что отвечает потерям в системе теплообмена $\Delta T = 1$ К).
3. Достигнуто повышение эффективности термоэлектрического теплового насоса на 24 % по сравнению с вариантом ТТН без интенсификаторов теплообмена в каналах теплообменников.

Литература

1. Розвер Ю.Ю. Термоэлектрический кондиционер для транспортных средств // Термоэлектричество. – № 2. – 2003. – С. 52 - 56.
2. Анатычук Л.И., Вихор Л.Н., Розвер Ю.Ю. Исследование характеристик термоэлектрического охладителя потоков жидкости или газа // Термоэлектричество. – № 1. – 2004. – С. 73 – 80.
3. Анатычук Л.И., Сузуки Н., Розвер Ю.Ю. Термоэлектрический кондиционер для помещений // Термоэлектричество. – № 3. – 2005. – 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 / Анатычук Л.И., Барабаш П.А., Риферт В.Г., Розвер Ю.Ю., Усенко В.И., Черкез Р.Г. // Термоэлектричество. – 2013. – № 6. – С. 78 - 83.
6. Анатычук Л.И., Прибыла А.В. О предельных возможностях термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость // Термоэлектричество. – 2017. – №4. – С. 33 - 39.
7. Анатычук Л.И., Прибыла А.В. О влиянии качества теплообменников на свойства термоэлектрических тепловых насосов жидкость-жидкость // Термоэлектричество. – 2017. – №5. – С. 27-33.
8. Анатычук Л.И., Прибыла А.В. О холодильном коэффициенте термоэлектрических тепловых насосов жидкость-жидкость с учетом энергии на перемещение теплоносителя // Термоэлектричество. – 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.

Поступила в редакцию 07.02.2018

L.I. Anatyчук^{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: anatyuch@gmail.com;*

²Yu.Fedkovych Chernivtsi National University,
2, Kotsiubynskyi str., Chernivtsi, 58000, Ukraine
e-mail: anatyuch@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. Anatyчук 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. Anatyчук 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. Anatyчук 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. Anatyчук L.I., Prybyla A.V. (2017). Limiting possibilities of thermoelectric liquid-liquid heat pump. *J. Thermoelectricity*, 4, 33 - 39.
7. Anatyчук 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. Anatyчук 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