



Анатычук Л.И.

Анатычук Л.И. *ак. НАН Украины,^{1,2}*
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: anatyach@gmail.com;*
²Черновицкий национальный университет им. Юрия Федьковича, ул. Коцюбинского, 2, Черновцы, 58000, Украина, *e-mail: anatyach@gmail.com*

О ХОЛОДИЛЬНОМ КОЭФФИЦИЕНТЕ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ЖИДКОСТЬ-ЖИДКОСТЬ С УЧЕТОМ ЭНЕРГИИ НА ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

В работе приводятся результаты исследований холодильного коэффициента термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость с учетом затрат энергии на перемещение теплоносителя, в частности для его использования в качестве высокоэффективного нагревателя для прибора очистки воды космического назначения. Библ. 9, Рис. 2.

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

Введение

Общая характеристика проблемы. Применение термоэлектрических тепловых насосов (ТТН) в системах кондиционирования воздуха и жидкости, испарителях специального назначения связано с их уникальными преимуществами [1 – 5].

Примером эффективного использования термоэлектрических тепловых насосов являются системы регенерации воды из жидких отходов жизнедеятельности на борту пилотируемых космических аппаратов (урины, конденсата атмосферной влаги, санитарно-гигиенической воды) [4, 5].

В работе [6] приводятся результаты расчетов предельных возможностей термоэлектрических тепловых насосов жидкость-жидкость с использованием современных методов компьютерного проектирования. В [7] выполнено исследование влияния качества системы теплообмена, обеспечивающей передачу теплового потока к и от термоэлектрических модулей на эффективность термоэлектрического теплового насоса. Однако указанные исследования были проведены без учета влияния затрат энергии на перемещение теплоносителя в системе теплообмена термоэлектрического теплового насоса, которые существенны в условиях данной задачи.

Цель нашей работы – исследование холодильного коэффициента термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость с учетом энергии на перемещение теплоносителя, которое позволит определить оптимальное соотношение между энергией, затраченной на прокачку

теплоносителя, и общей эффективностью термоэлектрического теплового насоса.

Физическая модель ТТН

Физическая модель термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость представлена на рис. 1. Она состоит из системы теплообменников 1, что обеспечивающих прохождение теплового потока Q_T через горячую сторону термоэлектрических модулей, теплообменников 2, собственно термоэлектрических модулей 3, обеспечивающих прохождение теплового потока Q_X через холодную сторону термоэлектрических модулей и системы гидравлически связанных каналов 4, обеспечивающих циркуляцию жидкости в термоэлектрическом тепловом насосе.

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

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

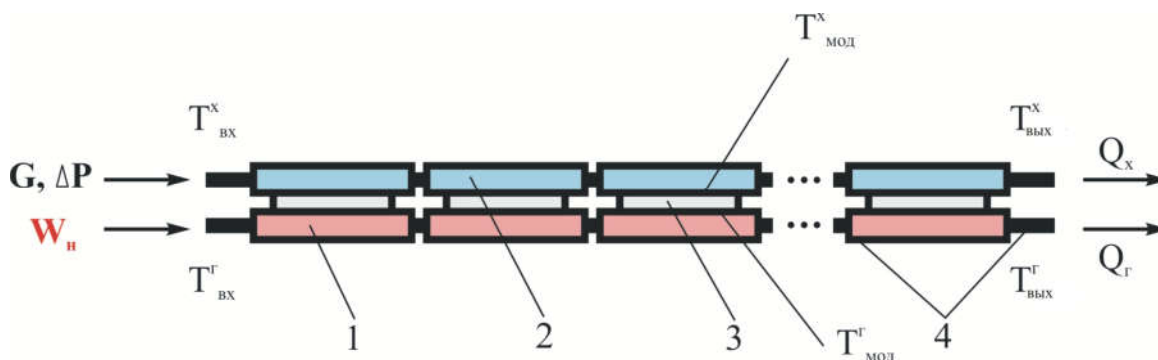


Рис. 1. Физическая модель термоэлектрического теплового насоса.

Математическое и компьютерное описание 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.

Уравнения, описывающие процесс переноса тепла в стенках теплообменников в стационарном случае, записываются следующим образом:

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

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 [8]

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

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

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

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; $d = 4A/Z$ – эффективный диаметр; Z – омываемый потоком теплоносителя периметр сечения трубы; Q_2 – тепло, которое выделяется за счет вязущего трения [Вт/м] (из единицы длины теплообменника); Q_{wall} – тепловой поток, который поступает от теплоносителя к стенкам трубы [Вт/м].

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

где h – коэффициент теплоотдачи, который определяется из уравнения

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

Для определения числа Нуссельта используется уравнения 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)

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

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

Из решения уравнений (7) – (12) мы получим 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 в соответствии с физической моделью, изображенной на рис. 1. Было исследовано влияние затрат энергии $W_{нас}$ на прокачку теплоносителя через систему теплообмена на интегральный холодильный коэффициент $\epsilon_{инт}$ термоэлектрического теплового насоса. Были определены оптимальное количество термоэлектрических модулей N для обеспечения необходимой холодопроизводительности Q_0 , а также оптимальный ток питания $I_{онт}$ каждого из модулей, обеспечивающий наивысший интегральный холодильный коэффициент $\epsilon_{инт}$.

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.

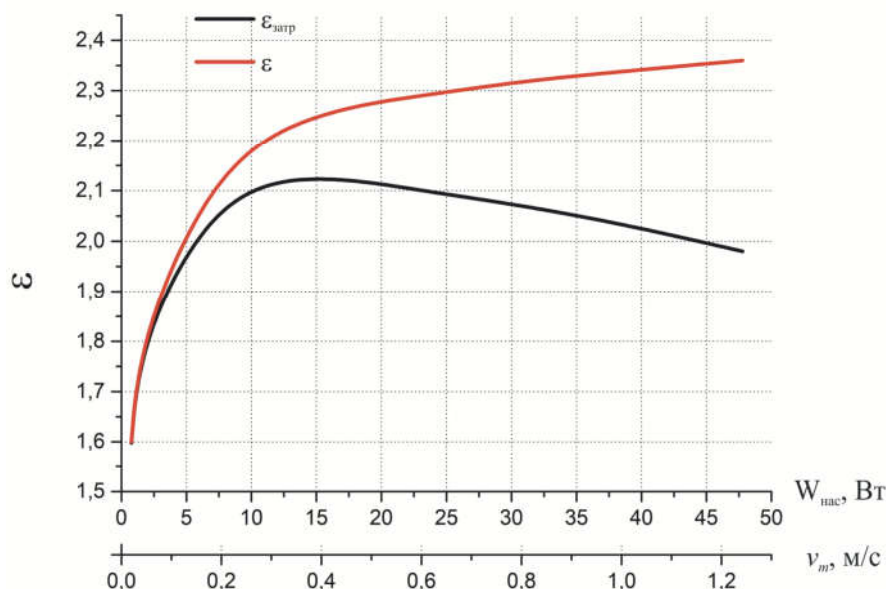


Рис. 2. Зависимость интегрального холодильного коэффициента термоэлектрического теплового насоса (с учетом затрат энергии на прокачку $\epsilon_{затр}$ и без их учета ϵ) от энергии, необходимой на прокачку теплоносителя $W_{нас}$ (скорости прокачки теплоносителя в каналах теплообменника v_m).

Итак, в результате моделирования установлено, что с ростом мощности питания жидкостного насоса, обеспечивающего циркуляцию теплоносителя в системе теплообмена, интегральный холодильный коэффициент термоэлектрического теплового насоса возрастает (ε на рис. 2), что обусловлено уменьшением потерь перепада температур в системе теплообмена вследствие роста скорости циркуляции теплоносителя v_m .

Учет в выражении для холодильного коэффициента термоэлектрического теплового насоса (17) затрат энергии на прокачку теплоносителя (18) приводит к тому, что холодильный коэффициент сначала резко возрастает, достигая максимума $\varepsilon \approx 2.12$ в области $W_{нас} = 15$ Вт (что отвечает скорости прокачки теплоносителя $v_m = 0.4$ м/с), а затем постепенно снижается вследствие того, что затраты энергии на перекачивание теплоносителя начинают достигать уровня затрат энергии на функционирование термоэлектрических модулей.

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{W_{тм}}, \quad (17)$$

$$\varepsilon_{затр} = \frac{Q_0}{W_{тм} + W_{нас}}, \quad (18)$$

где Q_0 – холодопроизводительность ТТН, $W_{тм}$ – мощность питания термоэлектрических модулей, $W_{нас}$ – мощность питания жидкостных насосов системы теплообмена.

Сравнение полученных результатов с результатами экспериментальных исследований термоэлектрического теплового насоса [9] свидетельствует о том, что достигнутое на сегодняшний день значение холодильного коэффициента ТТН $\varepsilon = 1.85$ отвечает скорости прокачки теплоносителя $v_m \approx 0.1$ м/с (что отвечает уровню затрат энергии на прокачку теплоносителя $W_{нас} \approx 4$ Вт). Это позволяет сделать вывод о возможности дальнейшего улучшения эффективности ТТН путем оптимизации питания его системы теплообмена.

Выводы

1. Установлено, что с ростом мощности питания жидкостного насоса интегральный холодильный коэффициент термоэлектрического теплового насоса (без учета затрат энергии на прокачку теплоносителя) возрастает до теоретически возможного максимума $\varepsilon \sim 2.5$, что обусловлено уменьшением потерь перепада температур в системе теплообмена вследствие роста скорости циркуляции теплоносителя v_m .
2. Учет затрат энергии на прокачку теплоносителя приводит к тому, что холодильный коэффициент ТТН сначала резко возрастает, достигая максимума $\varepsilon \approx 2.12$ в области $W_{нас} = 15$ Вт (что отвечает скорости прокачки теплоносителя $v_m = 0.4$ м/с), а затем постепенно снижается.
3. Сравнение полученных результатов с результатами экспериментальных исследований ТТН свидетельствует о том, что достигнутое на сегодняшний день значение холодильного коэффициента ТТН $\varepsilon = 1.85$ отвечает скорости прокачки теплоносителя $v_m \approx 0.1$ м/с (что отвечает уровню затрат энергии на прокачку теплоносителя $W_{нас} \approx 4$ Вт).

Литература

1. Розвер Ю. Ю. Термоэлектрический кондиционер для транспортных средств / Ю. Ю. Розвер. // Термоэлектричество. – 2003. – №2 – С. 52–53.

2. Анатычук Л. И. Исследование характеристик термоэлектрического охладителя потоков жидкости или газа / Л. И. Анатычук, Л. Н. Вихор, Ю. Ю. Розвер. // Термоэлектричество. – 2004. – №1. – С. 73–80.
3. Анатычук Л. И. Термоэлектрический кондиционер для помещений / Л. И. Анатычук, Н. Сузуки, Ю. Ю. Розвер. // Термоэлектричество. – 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 / 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. Michael V. Lurie. Modeling of Oil Product and Gas Pipeline Transportation, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KgaA, Weinheim, 2008. – P. 214.
9. Анатычук Л.И., Розвер Ю.Ю., Прибыла А.В. Экспериментальное исследование термоэлектрического теплового насоса жидкость-жидкость // Термоэлектричество. – 2017. – № 3. – С 33 – 39.

Поступила в редакцию 10.01.2017

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

ON THE COEFFICIENT OF PERFORMANCE OF THERMOELECTRIC LIQUID-LIQUID HEAT PUMPS WITH REGARD TO ENERGY LOSS FOR HEAT CARRIER TRANSFER

This paper presents the results of research on the coefficient of performance of thermoelectric liquid-liquid heat pump with regard to energy loss for heat carrier transfer, in particular, for its use as a high-performance heater for space – purpose water regeneration device. Bibl. 9, Fig. 2.

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. Lurie Michael V. (2008). *Modeling of oil product and gas pipeline transportation*. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA.
9. Anatyshuk L.I., Rozver Yu.Yu., Prybyla A.V. (2017). Experimental study of thermoelectric liquid-liquid heat pump. *J. Thermoelectricity*, 3, 33-39.

Submitted 10.01.2017