

УДК 536.24:662.99

Добрянский Ю.П.

Варминьско-Мазурский Университет в Ольштыне, Польша

ОБРАТНЫЙ ТЕРМОСИФОН

Описано принцип дії термосифону, що базується на використанні різниці тисків насиченої пари у теплій та холодній вітках циркуляційного контура.

Описан принцип действия термосифона основаны на использовании разности давления насыщенного пара в теплой и холодной ветвях циркуляционного контура.

The principle of acting of thermosiphon is based on use of a difference of pressure of saturated vapour in warm and cold branches of the circuit.

g – ускорение земного притяжения;
 p – давление;
 t – температура;
 z – высота;

ρ – плотность.
Индексы нижние:
 1 – теплая ветвь;
 2 – холодная ветвь.

Снижение потребления электроэнергии является наиболее желательным и ценным видом энергосбережения. Обратный термосифон может заменить электронасос, служащий для перемещения теплоносителя в циркуляционном контуре, используя для этого вместо электричества незначительную часть теплоты, которая подлежит передаче и которая обычно является низкопотенциальной, часто бросовой энергией.

Обратный термосифон является новым видом теплопередающих устройств. Для осуществления эффективного теплопереноса в современных технологических установках используют как автономные теплопередающие устройства, так и устройства с принудительной циркуляцией, побуждаемой внешним источникам энергии.

К автономным устройствам относятся фитильные тепловые трубы, безфитильные тепловые трубы или так званые термосифоны. Оба вида этих устройств работают по замкнутому испарительно-конденсационному циклу. Кроме того, широко распространены и давно используются обычные однофазные циркуляционные контуры с естественной конвекцией, которые, согласно общепринятой классификации [1], можно назвать безфитильной однофазной тепловой трубой с наружным расположением опускающего канала.

В термосифонах и однофазных циркуляционных контурах с естественной конвекцией охлаж-

денный и, следовательно, более тяжелый теплоноситель перемещается от зоны отвода теплоты (от охладителя) в зону подвода теплоты (к нагревателю) под действием массовых сил, которыми чаще всего являются силы гравитации. При этом подогретый теплоноситель вытесняется вверх, занимая место, освобожденное охлажденным теплоносителем. Таким образом, необходимым условием работы этих автономных теплопередающих устройств является обязательное расположение нагревателя ниже охладителя. При противоположном расположении такие устройства не работают.

В фитильных тепловых трубах в перемещении охлажденного теплоносителя (конденсата) из зоны отвода теплоты в зону подвода теплоты участвуют, кроме сил гравитации, также капиллярные силы. Поэтому фитильные тепловые трубы могут работать также при расположении нагревателя и охладителя на одном уровне или даже при некотором превышении зоны источника теплоты над зоной охлаждения. Однако в последнем случае это превышение не может быть больше высоты капиллярного подъема жидкости (порядка 1 м), а тепловые трубы работают менее надежно и для подобных целей практически не используются. Фитильные тепловые трубы нашли широкое применение в космической технике в условиях невесомости, где термосифоны и однофазные циркуляционные контуры с естественной конвекцией не работают [2].

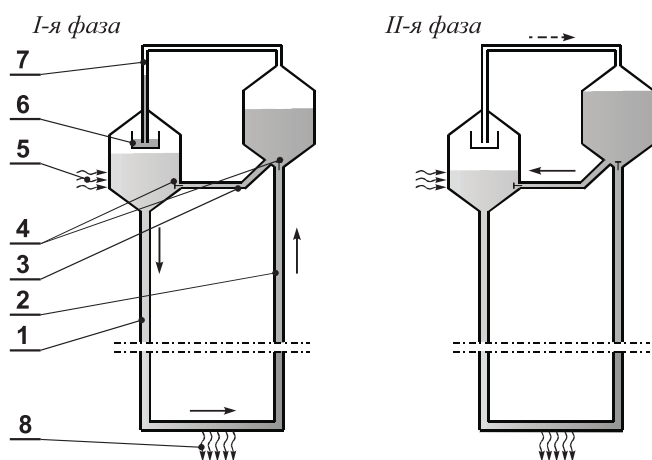


Рис. 1. Принципиальная схема обратного термосифона:

- 1** – опускающая ветвь (теплая), **2** – подъемная (холодная) ветвь, **3** – промежуточный канал, **4** – обратный клапан, **5** – источник теплоты, **6** – дозирующая емкость гидравлического затвора, **7** – перепускной канал для пара, **8** – потребитель теплоты.

Таким образом, автономные теплопередающие устройства могут использоваться только при таком расположении зон подвода и отвода теплоты, какое соответствует случаю естественной конвекции, т.е. при расположении нагревателя на уровне или ниже охладителя. Если же нагреватель расположен выше, то используют циркуляционный контур с принудительным перемещением теплоносителя в сторону, противоположную направлению естественной конвекции. Для перемещения теплоносителя повсеместно используют циркуляционные насосы, приводимые в движение, как правило, электрическим двигателем.

Другие, кроме вышеуказанного, известные способы направления подогретого теплоносителя вниз, то есть в сторону противоположную к направлению естественной конвекции, не нашли заметного практического применения. Причиной тому есть такие их недостатки, как ограниченность высоты теплопередачи, сложность и ненадежность механической конструкции, высокая стоимость элементов (например, полупроницаемая мембрана), использование внешних источников энергии высокого потенциала [3-13].

Способ и устройство, предлагаемые в данной работе, лишены этих недостатков [14]. Обратный

термосифон обеспечивает требуемое перемещение теплоносителя в жидкостном циркуляционном контуре без циркуляционного насоса, выполняя его функции за счет небольшого количества теплоты, которое подлежит переносу в циркуляционном контуре. Поэтому обратный термосифон можно также назвать самодействующим циркуляционным контуром с движением теплоносителя в направлении обратном по отношению к естественной конвекции, или также циркуляционным насосом, приводимым в действие местной теплотой, подлежащей транспортировке.

Принцип действия обратного термосифона основан на использовании повышенного давления насыщенного водяного пара в теплой ветви циркуляционного контура $p''(t_1)$ по сравнению с давлением насыщенного пара в холодной ветви $p''(t_2)$: $p''(t_1) > p''(t_2)$, если $t_1 > t_2$. Это давление может преодолеть силы естественной конвекции и вытеснить теплый теплоноситель по теплой ветви (1) вниз к охладителю (8), через охладитель и далее уже холодный теплоноситель по холодной ветви (2) к верхней части циркуляционного контура (рис. 1). Естественно, что контур должен быть заполнен жидкой фазой не полностью так, чтобы верхняя его часть оставалась свободной для размещения пара, а верхний переход (7) между холодной и теплой ветвями временно перекрыт. В результате такого перемещения жидкости уровень ее в теплой ветви (1) снизится, а холодной (2) – повысится (фаза I). Это создает благоприятные условия для гравитационного сливания избытка холодного теплоносителя из холодной ветви в зону подвода теплоты (5), находящуюся в теплой ветви. Для осуществления такого сливания давление пара в холодной и теплой ветвях необходимо выровнять. С этой целью открывают верхний переход (7) циркуляционного контура, и часть пара переходит из теплой ветви в холодную (фаза II). Для сливания холодной жидкости дополнительно установлен промежуточный канал (3). По окончании сливания перепускной канал для пара (7) перекрывается, и проталкивание теплого теплоносителя через контур можно начать сначала. Такое устройство работает циклически.

Для увеличения количества жидкости, перекачиваемой за один цикл, и для размещения регу-

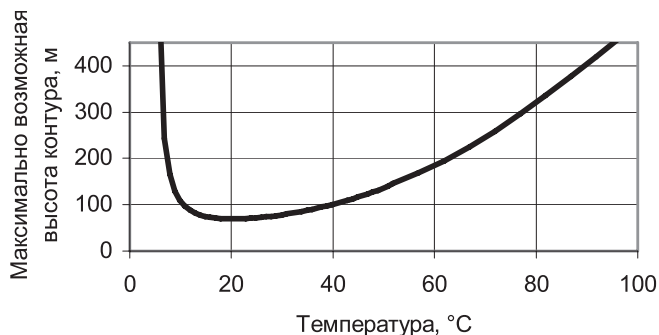


Рис. 2. Зависимость критической высоты автономного циркуляционного контура от температуры.

лирующего клапана верхние части ветвей контура выполнены расширенными. Требуемое направление движения жидкости в основной части циркуляционного контура и в промежуточном канале обеспечивается при помощи обратных клапанов (4).

Верхний перепускной канал для пара открывается и закрывается управляющим клапаном. В качестве управляющего клапана может быть использован гидрозатвор, не имеющий каких-либо движущихся механических частей.

Как можно видеть, устройство обратного термосифона очень простое и мало чем отличается от обычного циркуляционного контура.

Принципиальная возможность работы обратного термосифона объясняется следующими свойствами насыщенного пара. Давление насыщенного пара растет с повышением температуры. Для воды, например, в диапазоне 0...100 °C повышение температуры только на 1 градус вызывает увеличение давления на 45...3600 Па К⁻¹, что соответствует давлению столба жидкости высотой от 5 до 360 мм К⁻¹.

Разность давления пара должна преодолеть силы естественной конвекции, которые действуют в противоположном направлении и растут с увеличением высоты столба жидкости z :

$$p = (\rho(t_1) - \rho(t_2)) g z.$$

Различие давления столбов воды высотой 1 м при разнице температуры между ними 1 градус составляет от 0 до 7 Па · К⁻¹ · м⁻¹ соответственно для изменения температуры в диапазоне от 4 до 100 °C.

При температурах 0...4 °C вода отличается аномальными отрицательными величинами коэффициента объемного расширения. При этих температурах направление силы давления насыщенного пара и силы естественной конвекции совпадают. В диапазоне температур от 4 °C до 100 °C эти силы направлены друг против друга, однако силы давления пара существенно больше, а их алгебраическая сумма неуклонно растет с температурой и для контура высотой 1 м при разности температуры в 1 градус составляет 58...3230 Па · К⁻¹, что позволяет создать разницу уровней жидкости в холодной и теплой ветвях контура высотой 6...32 мм при разнице температуры 1 градус. С увеличением разницы температуры разность уровней соответственно увеличивается.

При достаточно большой высоте циркуляционного контура силы естественной конвекции увеличиваются и сравниваются с силами давления пара. При дальнейшем увеличении высоты контура сила давления пара уже не сможет преодолеть силы естественной конвекции. Эта критическая высота достаточно велика и составляет от 70 до 460 м (рис. 2). Поэтому обратный термосифон не имеет практических ограничений для применения в типичных технических условиях.

Проверка работы устройства была проведена на нескольких лабораторных моделях. Принципиальная схема модели, в которой в качестве теплоносителя использовалась вода, представлена на рис. 3 [15].

Для визуализации наблюдений рабочие емкости были изготовлены с прозрачными стенками. Создание и поддержание разрежения осуществлялось при помощи сифонного устройства высотой 11 м, открытого в атмосферу. С целью уплотнения рабочие емкости были помещены в дополнительные заполненные водой уплотняющие емкости с прозрачными стенками.

В каждом цикле проталкивалось 0,28...0,45 кг жидкого теплоносителя, температура в теплой ветви составляла 37...54 °C, разность температуры в теплой и холодной ветвях 6...13 °C, давление внутри модели 7...10,5 кПа, средняя длительность цикла 0,8...2,5 мин, поток передаваемой теплоты 80...282 Вт. При этом во время работы лабораторной модели были отмечены неконтролируемые притоки воздуха внутрь

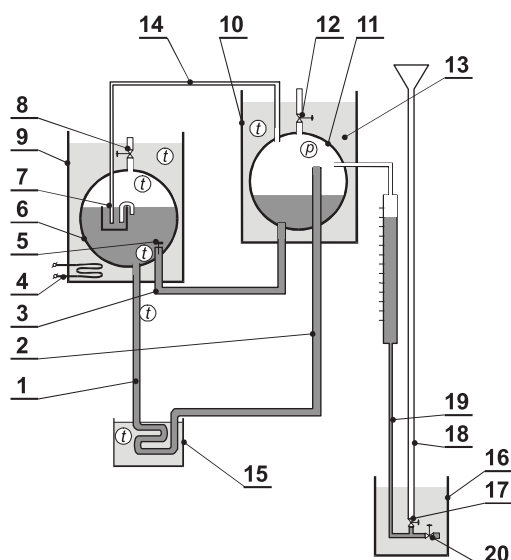


Рис. 3. Схема лабораторной модели для автономной передачи теплоты сверху вниз:
 1 – теплая опускная ветвь, 2 – подъемная холодная ветвь, 3 – промежуточный канал, 4 – нагреватель, 5 – обратный клапан, 6 – рабочая емкость теплая, 7 – гидрозатвор, 8 – воздушный выпускной клапан, 9 – теплая уплотняющая емкость, 10 – теплая уплотняющая емкость, 11 – холодная рабочая емкость, 12 – воздушный выпускной клапан, 13 – уплотняющая жидкость (вода), 14 – перепускная трубка гидрозатвора, 15 – холодильник, 16 – сливной сосуд, 17 – заливочный клапан, 18 – заливочная труба, 19 – труба разрежения, 20 – сливной клапан, t – места измерения температуры и P – места измерения температуры и давления.

устройства, где давление было ниже атмосферного. Это вызывало увеличение рабочей разности температуры. Наблюдалась также некоторая нестабильность действия управляющего клапана, конструкция которого в этом варианте модели не была оптимальной. Впоследствии этот недостаток был устранен. Температура пара и жидкости в теплой и пара холодной емкости, а также воды в холодильнике представлены на рис. 4. Переданный поток теплоты был значительно меньше мощности нагревателя из-за больших потерь теплоты из уплотняющих емкостей вследствие испарения уплотняющей жидкости в атмосферу.

Предлагаемое устройство также использовалось для отвода теплоты от солнечного коллекто-

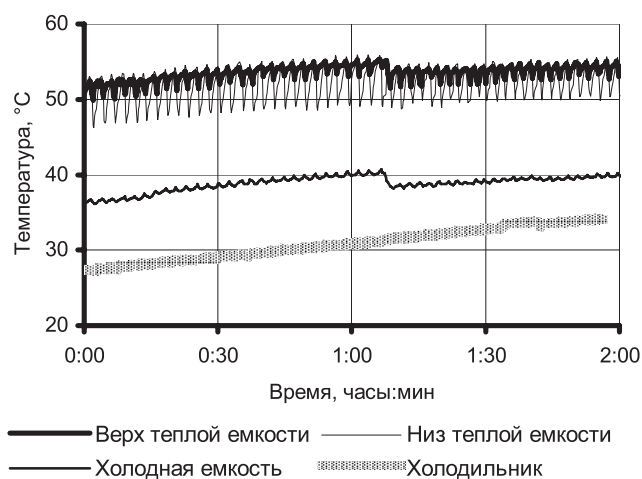


Рис. 4. Изменения температуры в отдельных точках лабораторной модели.

ра [16]. Перекачиваемая порция воды в этом устройстве составляла 1,6 кг, длительность цикла – 12 мин, разность температуры – 4 °С, а средняя отведенная мощность составила 140 Вт.

Предлагаемые устройства могут использоваться во всех случаях, когда источник теплоты расположен выше потребителя, например, для отвода теплоты от солнечных коллекторов, при утилизации теплоты дымовых газов, для подогрева подземных емкостей сжиженного газа во время интенсивного их опорожнения, для подогревания грунта в теплицах или под ответственными участками дорог и подъездов, в отопительных системах и т.п. Существует также возможность создания обратного термосифона, работающего при постоянном давлении, в том числе при атмосферном давлении. Это упростит уплотнение устройств, сделает их более надежными и дешевыми.

Применение устройств позволит исключить использование электрических циркуляционных насосов вместе с их системами управления. Вместо электричества в этих случаях используется низкопотенциальная, зачастую бросовая теплота.

ЛИТЕРАТУРА

1. Безродный М. К., Пиоро И. Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. – К.: ФАКТ, 2005. – 704 с.

2. *Chu C.* Тепловые трубы: Теория и практика. – М.: Энергия, 1979. – 272с.
3. *Bienert et al.* US Patent 4 050 509. Downpumping heat pipes. 1997 г.
4. *Davidson J. H., Walker H. A., Lof G. O. G.* Experimental Study of a Self-Pumping Boiling Collector Solar Hot Water System. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1989 – P. 211 – 218.
5. *De Beni G., Friesen R., Thoma H. and Veneroni R.* Device for Passive Downward Heat Transport: Design Criteria and Operational Result. // *Advances in heat pipe technology.* – London, 1982. – P. 673–684.
6. *O'Hanlon.* US Patent 4 089 366. Means and methods for sending heat downwardly, 1978.
7. *Roberts C. C., Warrenville Jr.* A Review of Heat Pipe Liquid Delivery Concepts. / *Advances in heat pipe technology.* – London, 1982. – P. 693 – 702.
8. *Sumathy K.* Experimental studies on a solar thermal water pump, *International Journal Applied Thermal Engineering*. 1998. Elsevier Science Ltd., 19: PP. 449–459.
9. *Sumathy, K. with Venkatesh, A. and Sriramaulu, A.* "Effect of seasonal variation on performance of a solar water pump", *International Journal of Ambient Energy*. 1997, Vol. 18, No.3. – PP. 135–140.
10. *Walker H. A., Davidson J. H.* Analysis and Simulation of a Two-Phase Self-Pumping Water Heater. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1990 Vol. 112 – P. 153 – 160.
11. *Walker H.A., Davidson J.H.* Second-Law Analysis of a Two-Phase Self-Pumping Solar Water Heater. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1992 – P. 188 – 190.
12. *Wong Y.W. and Sumathy K.* Solar thermal water pumping systems: A review, *International Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Oxford, England, Elsevier Science. 1999. 3: PP. 185–217.
13. *Wong Y.W., Sumathy K.* Performance of solar water pump with n-pentane and ethyl ether as working fluids. *Energy Conversion & Management* 2000. 41. 915–927.
14. *Добрянський Ю. П.* Спосіб теплопередачі і пристрій для його здійснення. UA 15361 А; МПК F 28 D 25/00; 05.10.95; 30.06.97. /Промислова власність (Офіційний бюлетень), 1997, № 3 – с. 3.1.262.
15. *Dobrianski Jurij, Fieducik Jolanta, Derela Edward.* Badania urzadzenia przekazujacego samorzutnie cieplo w kierunku odwrotnym do konwekcji naturalnej. XII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy. Wydawnictwo Akademii Gorniczo-Hutniczej (wydanie recenzowane). (Krakow 15-18 czerwca 2004). S. 199–202.
16. *Dobryansky Yuriy, Fieducik Jolanta.* The first applying of reverse circulating contour for solar collector. // *Proceeding of the World Renewable Energy Congress-VII (Cologne, Germany, 29 June – 5 July 2002).* P. 396.

Получено 15.11.2005 г.