

терна и для некоторых зарубежных стран: Финляндии, Швеции и др. [2, 3]. Единичная мощность электрокотлов в этих странах составляет 20...40 МВт. Производство электрокотлов единичной мощностью до 10 МВт организовано в СССР на заводе сантехнических и электромонтажных изделий (ЗСТЭМИ) в г. Братске.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гапеев В.В. Повышение технического уровня теплоэнергетики в XII пятилетке // Теплоэнергетика. — 1986. — № 1. — С. 5–8. 2. Realized systems of nuclear heat generation / P.Zenker, E. Aalto, P. Almgvist, L. Gross. "Fernwärme Int. Adressb. und Bezugsquellenverzeichnis". Frankfurt, 1985. — S. 120–136. 3. Kainlauri Eino O. Renewable forms of energy utilized in district heating systems in Europe. Energy Dev.: New Forms, Renewables, Conserv. Proc. ENERGEX' 84, Global Energy Forum Regina, 14–19 May, 1984, Toronto e.a., 1984, p. 971–974.

УДК 621.1.016.4-462

Г.В. ВАСИЛЬЕВА, канд. техн. наук,
Э.М. КОСМАЧЕВА (БПИ)

КРИЗИС КИПЕНИЯ В ТЕРМОСИФОНЕ

Экспериментальное исследование процессов тепло- и массопереноса двухфазных термосифонов направлено главным образом на изучение физической природы оптимальных условий работы, которые обеспечивают максимальный перенос тепла из горячей среды в холодную.

Связь между геометрическими характеристиками термосифонов, их теплофизическими свойствами и внешними условиями подвода и отвода тепла определяется рядом зависимостей, позволяющих использовать термосифоны в теплопередающих устройствах для утилизации тепла вторичных энергоресурсов. К таким устройствам относятся воздухоподогреватели паровых и водогрейных котлов [1], системы кондиционирования и отопления промышленных и жилых зданий [2], льдогрунтовые основания различного назначения, используемые в строительстве [3], металлургические агрегаты [4], электрические машины [5] и радиоэлектронные устройства [6].

Целью данной работы явилось исследование кризисных явлений теплопередачи в двухфазных термосифонах. Опыты проводились на экспериментальной установке, которая представляла собой термосифон, выполненный из Ст 3 диаметром 42/40 мм, длиной 4500 мм. Длина испарителя составляла 1200 мм, длина конденсатора — 1250 мм. Испаритель термосифона имеет шесть ребер, высота каждого из них 60 мм, длина 1200 мм и расстояние между ними 15 мм. Термосифон заправляется фреоном (0,5 объема испарителя).

Нагрев испарительной зоны термосифона осуществлялся трубчатыми радиационными нагревателями, расположенными между ребрами. К нагревателям поступал ток от сети напряжением 380 В через систему понижающих трансформаторов, позволяющих регулировать подводимую к термосифону мощность в широком диапазоне нагрузок.

Температуру стенки опытного термосифона измеряли при помощи

хромель-копелевых термопар. Градуировка термопар проводилась на контрольной платино-родиевой термопаре, эдс термопар измерялась при помощи цифрового вольтметра В7-21 класса 0,5. Горячие спаи термопар диаметром 0,5 мм укладывали в гнезда и зачеканивали в стенку на глубину 1,5 мм. Соединительные провода, изолированные лаком и шелковой оплеткой, укладывали в выфрезерованную канавку длиной 15 мм и покрывали эпоксидной смолой.

Конденсатор охлаждался в камере с циркулирующей водой. Тепловой поток, передаваемый вдоль термосифонов, определялся калориметрированием в зоне конденсации.

Температура воды на входе в охлаждающую рубашку $T'_{\text{охл}}$ и выходе $T''_{\text{охл}}$ из нее измерялась установленными в специальные воронки лабораторными термометрами с ценой деления 0,1 °С, ртутные баллоны которых омывались водой.

Расход охлаждающей воды $G_{\text{охл}}$ через теплообменник, установленный в конденсаторной зоне, измеряли объемным методом. Для этого поток охлаждающей воды направляли в мерный бак емкостью 0,01 м³ и заполняли его до отметки на водоуказательном стекле. Время заполнения мерного бака отсчитывали по секундомеру с ценой деления 0,2 с.

Для измерения угла наклона термосифона по отношению к горизонту использовали координатное устройство, позволяющее изменять наклон трубы в пределах 0...90°. Точность установки проверялась прибором НС-4, максимальное отклонение трубы от горизонтали не превышало 0,5 мм.

Известно, что теплопередающая способность термосифона зависит как от теплофизических свойств материала корпуса трубы и теплоносителя, так и от гидродинамики движения двухфазной системы пар—жидкость.

При вязкостно-гравитационном течении пара и жидкости термосифон работает в устойчивом режиме. Изменение теплового потока и угла наклона трубы при росте рабочей температуры нарушает устойчивую работу термосифона, из-за чего возникают критические явления. Причинами их возникновения бывают следующие факторы.

1. Пересыхание участков испарителя при малом объеме рабочей жидкости. Жидкость движется по внутренним стенкам термосифона в виде пленки конденсата, который может испариться; при этом часть испарителя останется сухой. Поскольку конденсат в виде тонкого ручейка движется по нижней образующей термосифона, то испаритель в верхней своей образующей пересыхает. Это происходит при изменении угла наклона термосифона по отношению к горизонту.

2. При большой радиальной плотности теплового потока возникает кризис кипения в испарителе, и между стенкой испарителя и пленкой конденсата образуется прослойка пара.

3. Пересыхание отдельных участков испарителя может происходить при гидродинамическом кризисе, связанном с интенсивным взаимодействием встречных потоков пара и жидкости. В этом случае пленка жидкости увлекается встречным потоком пара и "отрывается" от стенки, на данном участке термосифона происходит пересыхание стенки.

При заполнении термосифона теплоносителем на 0,5 и более объема испа-

рителя наиболее вероятны два последних вида кризисов. Это положение подтверждается результатами проведенных экспериментов.

В качестве теплоносителя использовалась вода, тепловые нагрузки термосифона изменялись в пределах 1...3 кВт, расход охлаждающей жидкости в рубашке конденсатора составлял 0,03...0,1 кг/с, температура охлаждающей жидкости равнялась 22 °С.

На рис. 1 показана зависимость температурного поля вдоль термосифона от угла наклона. Из графика видно, что при тепловом потоке $3 \cdot 10^3$ Вт, передаваемом по термосифону, в зоне испарения наблюдается гидродинамический кризис из-за интенсивного взаимодействия встречных потоков пара и жидкости. Вязкостный режим течения нарушается, в конденсаторной зоне термосифона образуются пробки, которые не позволяют потоку пара проникать в оставшуюся часть конденсатора. За пробкой в конденсаторе жидкость неподвижна и перенос тепла осуществляется только кондукцией.

В зоне испарителя на участке длиной 0,5...1 м наблюдается перегрев стенок, вызванный недостаточным поступлением жидкости из конденсатора. Эта критическая ситуация характерна для углов наклона трубы 10...30°.

При вертикальном расположении термосифона и углах его наклона более 60...70° критическая ситуация не столь очевидна и передаваемый тепловой поток вдоль термосифона возрастает.

На рис. 2, а показана зависимость $Q_{\text{крит}}$ термосифона от угла наклона при переменной интенсивности охлаждения $G_{\text{в}} = \text{var}$ конденсатора. Увеличивая коэффициент теплоотдачи в зоне конденсации, можно добиться увеличения Q_{max} , однако характер зависимости $Q_{\text{max}} = f(\varphi)$ сохраняется неизменным. На этом же рисунке видно, что при угле наклона термосифона 20...45° Q_{max} минимальный, с ростом угла Q_{max} увеличивается и достигает наибольшего значения при $\varphi = 60...90^\circ$.

При снижении тепловой нагрузки с $3 \cdot 10^3$ до $1 \cdot 10^3$ Вт (рис. 2, б) описанный выше кризис в испарителе прекращается, распределение температур вдоль термосифона становится равномерным.

Кризисные условия работы термосифона сопровождаются пульсациями давления и температуры. Амплитуда пульсации зависит от теплового потока, температуры конденсации, количества теплоносителя, угла наклона и геометрических размеров термосифона, теплотехнических свойств теплоносителей.

При использовании подобных термосифонов в теплообменных аппаратах оптимальное количество теплоносителя составляет 20...40 % объема испарителя, что обеспечивает наиболее стабильную практическую эксплуатацию устройства и высокий коэффициент теплопередачи, который определяется из уравнения $Q = kF(T_{\text{и}} - T_{\text{к}})$. Здесь F – площадь поверхности испарителя или конденсатора, м².

При докритических тепловых потоках и оптимальном угле наклона коэффициент теплопередачи k для фреона-113 составляет 10^3 Вт/(м²·К). Максимальное значение k имеет при углах наклона термосифона 90...60° либо 5...10°, что необходимо учитывать при монтаже теплообменников конкретных конструкций.

Пульсации давления при критических режимах работы термосифонов сопровождаются акустическими эффектами, подобными стуку металлического

Рис. 1. Распределение температур по длине тепловой трубы при $G_B = 0,08$ кг/с и $Q = 2$ кВт.

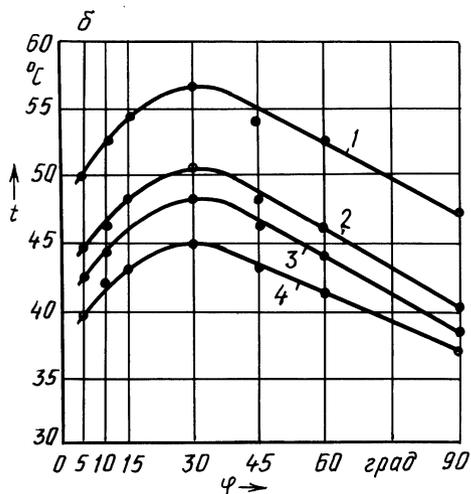
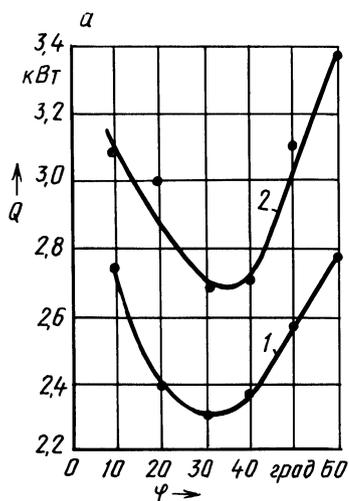
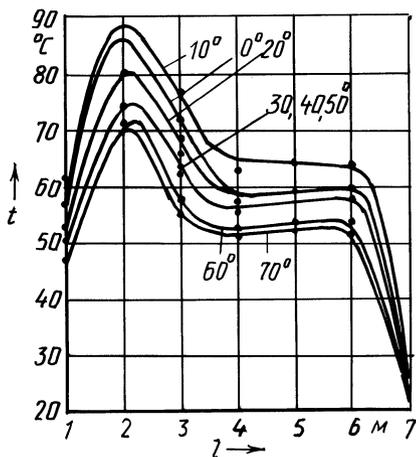


Рис. 2. Зависимость рабочих характеристик тепловой трубы от угла ее наклона:

a — мощности теплового потока: 1 — $G_B = 0,05$ кг/с; 2 — $G_B = 0,08$ кг/с; b — температур по длине трубы (при $G_B = 0,03$ кг/с и $Q = 1$ кВт): 1 — t_2 , 2 — t_3 , 3 — t_4 , t_5 , t_6 , 4 — t_1 .

стержня внутри трубы. Это связано с тем, что при больших количествах жидкости ($V_{ж} \geq 0,4V_{исп}$) и передаче докритических тепловых потоков перемещение рабочего вещества внутри трубы происходит в виде пробки пара и жидкости.

Пробка жидкости, попадая в конденсатор термосифона, сжимает пар, вследствие чего возникают благоприятные условия для спонтанной объемной конденсации (коллапс). В результате давление в конденсаторе резко уменьша-

ется, при этом увеличивается скорость пробки жидкости и происходит ее удар о торец термосифона. Пульсации давления вызывают ответную реакцию в испарительной зоне термосифона – взрывообразное кипение. Эти явления резко ухудшают условия работы термосифона, его теплопередающую способность. Одним из путей устранения кризисных явлений является монтирование во внутренних полостях термосифонов вставок для сепарации пара и жидкости. Такие вставки способствуют улучшению теплотехнических параметров термосифонов и увеличению их ресурса работы, так как устраняют пульсационные эффекты, приводящие к преждевременному разрушению корпуса.

Следовательно, экспериментальные исследования показали, что термосифоны длиной 4,5 м, заполненные фреоном-113, могут передавать тепловые потоки мощностью до $3 \cdot 10^3$ Вт при небольших температурных перепадах (до 10 К) между испарителем и конденсатором. Наиболее эффективно они могут использоваться при создании теплообменников в системах отопления и вентиляции.

Максимальный коэффициент теплопередачи в термосифоне достигается при его расположении под углом $60 \dots 90^\circ$ или $5 \dots 10^\circ$ относительно горизонта.

Неустойчивая работа термосифона, сопровождающаяся кризисными явлениями пульсаций давления, температуры и звуковыми эффектами, наблюдается при неправильной его заправке, когда объем жидкости превышает объем испарителя (или когда жидкость неполностью смачивает внутренние стенки термосифона).

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов Н.В., Гаврилов А.Ф. Воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем // Теплоэнергетика. – № 10. – 1964. – С. 30–34.
2. Скляренко О.М., Березовский В.А., Пенёк Е.Г. О применении тепловых труб для теплоснабжения теплиц. Санитарная техника // Республ. межвед. науч.-техн. сб. – 1976. – Вып.16. – С. 47–48.
3. Применение термосвай для создания мерзлотных противofильтрационных завес / Н.А. Бучко, А.А. Кузнецов, В.С. Соколов, К.М. Цокуренок. Гидротехническое строительство. – 1975. – № 5. – С. 28–31.
4. Испытание опытно-промышленного контактного аппарата на Волховском алюминиевом заводе / Е.Н. Дорман, В.С. Турбин, А.П. Горовой, О.И. Иванов // Тр. XXIX науч.-техн. конф. Воронежского инженерно-строительного ин-та. – Воронеж. – 1975. – С. 164–165.
5. Тубис Я.Б., Фанарь М.С. Перспективы применения тепловых труб для интенсификации отвода тепла в электрических машинах. Электротехническая промышленность, сер. Электрические машины. – 1973. – Вып.9 (31). – С. 8–9.
6. Алексеев В.А., Арефьев В.А. Тепловые трубы для охлаждения и термостабилизации радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Энергия, 1979. – 128 с.