

UDC 536.248.2

Experimental Research of Internal Thermal Resistance in Two-phase Gravity Thermosyphons

¹Yuri A. Dolganov²Alexander A. Epifanov

¹National University of Shipbuilding named after the admiral Makarov, Ukraine
54025, Nikolaev, Geroev Stalingrada av. 9

PhD student

E-mail: sfairat@mksat.net

²National University of Shipbuilding named after the admiral Makarov, Ukraine
54025, Nikolaev, Geroev Stalingrada av. 9

PhD (Technical), Associate Professor

Abstract. The results of experimental research of the internal temperature gradient and internal thermal resistance of two-phase gravity thermosyphons within the range of heat loads, typical for waste heat exchangers of low-powered plants were presented.

Keywords: two-phase gravity thermosyphon; thermal resistance; waste heat exchanger.

Введение. Перспективным направлением внедрения двухфазных термосифонов является использование их в качестве теплопередающих устройств в конструкциях теплообменников-утилизаторов энергетических установок. На сегодня разработано множество разнообразных конструкций и методик расчета таких теплообменных аппаратов [1, 2, 3, 4]. В ряде работ [5, 6, 7] в качестве теплопередающих характеристик для термосифонов используют коэффициент условной теплопроводности. Однако в связи с тем, что в термосифоне имеют место локальные перепады температур при кипении рабочей жидкости на горячем конце и конденсации пара на холодном, а также распределенное падение температуры, обусловленное трением, силами гравитации и падением давления при движении пара вдоль парового пространства термосифона, понятие условной теплопроводности не может характеризовать теплопередающую способность такой системы.

Наиболее полно работу термосифона характеризует величина его внутреннего термического сопротивления [8]. Однако отсутствие информации об использовании величины внутреннего термического сопротивления термосифона в методиках тепловых расчетов теплообменных аппаратов и разрозненность рекомендаций по его расчетам, требует проведения исследований в этой области.

Материалы и методика эксперимента: Исследование внутреннего температурного перепада термосифона проводилось на специально разработанном экспериментальном стенде при значениях плотности теплового потока $q_{TC} = 0.5 - 2.7$ кВт/м². Расход охлаждающей воды лежал в пределах $G_{\text{воды}} = 7.8 - 14.4 \times 10^{-3}$ кг/с. Температура воды на входе в зону конденсации оставалась неизменной и равнялась 12 °С. Степень заполнения зоны испарения $\epsilon_{\text{вип}} = 35$ %. Промежуточный теплоноситель – дистиллированная вода. Относительная длина исследуемого термосифона $l/d = 53$ (длина зоны испарения – 1.0 м, длина зоны конденсации – 0.5 м, внутренний диаметр 25 мм, толщина стенки 1.5 мм).

Результаты и их обсуждение: Результаты измерений представлены на рис. 1 в виде зависимости температурного перепада в полости термосифона от плотности теплового потока.

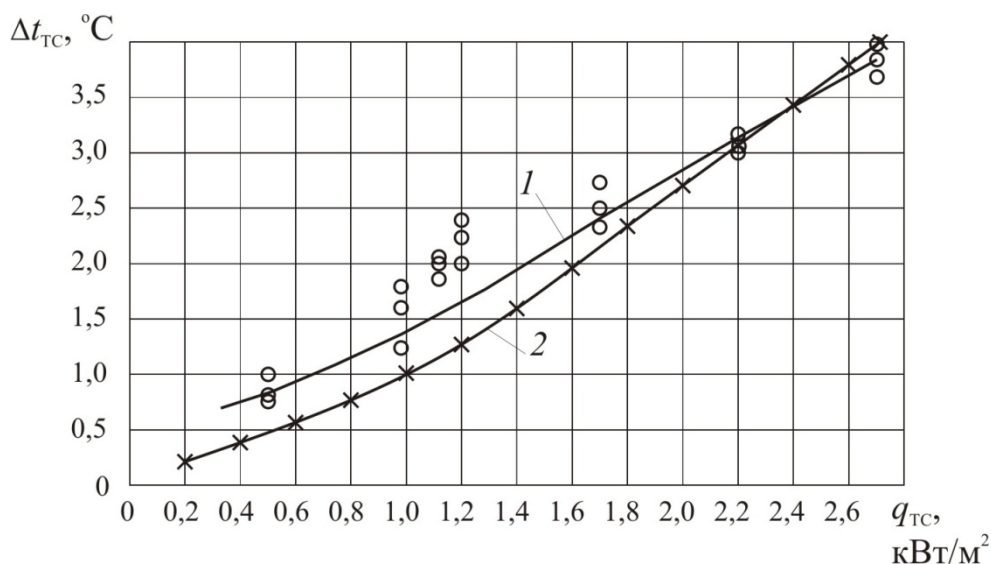


Рис. 1. Зависимость температурного перепада в полости термосифона от плотности теплового потока: 1 – результаты эксперимента; 2 – результаты расчетов

Анализ результатов показал, что в исследуемом интервале значений плотности теплового потока, внутренний температурный перепад увеличивается с увеличением плотности теплового потока. Полученные экспериментальные данные были сопоставлены с результатами расчетов по формуле, рекомендованной в [9] для расчета внутреннего термического сопротивления термосифонов которые работают при невысоких значениях тепловых потоков:

$$R_{\text{внутр}} = \frac{q_{\text{TC}}^{0.333}}{\left(0.56\pi d_{\text{TC}} l^{0.75} \left(\frac{r_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}^2 \lambda_{\text{ж}}^3 g}{\mu_{\text{ж}}} \right)^{0.25} \left(\frac{2l_{\text{исп}}}{l_{\text{исп}} + l_{\text{конд}}} \left(\frac{l_{\text{исп}} + l_{\text{конд}}}{l_{\text{исп}}} - \frac{l_{\text{конд}}}{l_{\text{исп}}} \right)^{0.5} \right) \right)^{1.333}}$$

, где d_{TC} – внутренний диаметр термосифона, м; l – длина термосифона, м; $r_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{ж}}$, $\lambda_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{ж}}$ – удельная теплота парообразования, плотность, коэффициент теплопроводности и коэффициент динамической вязкости промежуточного теплоносителя; $l_{\text{исп}}$, $l_{\text{конд}}$ – длина зоны испарения и конденсации соответственно, м.

Сопоставление результатов показало небольшое расхождение (0.1 – 0.25 °C) при малых значениях плотности теплового потока (до 2 кВт/м²). Это объясняется незначительным остатком неконденсирующихся газов в полости термосифона, который влияет на температурный перепад именно в области невысоких тепловых нагрузок и малых давлений [10]. При значениях плотности теплового потока больше 2 кВт/м² наблюдается хорошая сходимость результатов эксперимента с результатами расчетов, потому данную формулу можно рекомендовать для использования при совершенствовании методики теплового расчета термосифонных теплообменных аппаратов, которые работают в диапазоне тепловых нагрузок $q_{\text{TC}} = 0.5 - 2.7$ кВт/м².

Так как температура промежуточного теплоносителя по длине зоны конденсации величина не постоянная, а уменьшается вследствие охлаждения, то рекомендовано, в расчетах использовать среднюю по зоне конденсации температуру. На рис. 2 приведен график распределения температуры промежуточного теплоносителя по длине термосифона при разных тепловых нагрузках.

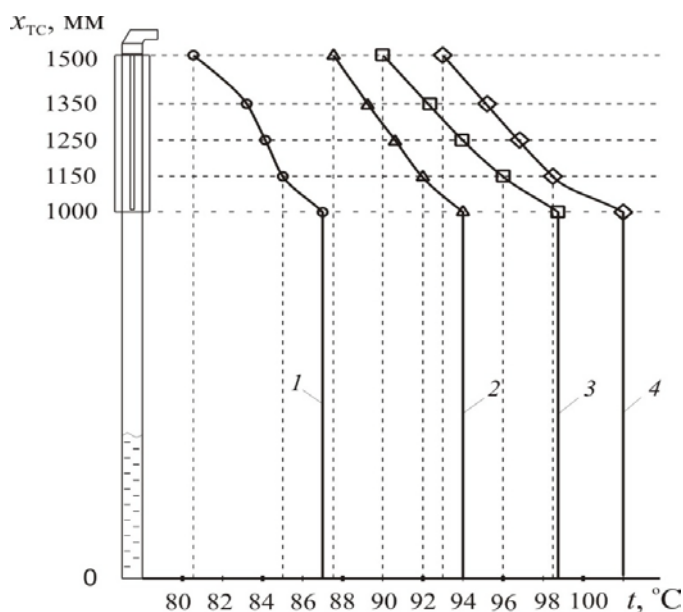


Рис. 2. Температурные поля промежуточного теплоносителя по длине термосифона на разных тепловых нагрузках:

$$1 - q_{TC} = 1.2 \text{ кВт/м}^2; 2 - q_{TC} = 1.7 \text{ кВт/м}^2; 3 - q_{TC} = 2.2 \text{ кВт/м}^2; \\ 4 - q_{TC} = 2.7 \text{ кВт/м}^2.$$

Проанализировав эти данные можно сделать вывод, что не вся длина зоны конденсации работает эффективно. С уменьшением температуры промежуточного теплоносителя падает температурный напор в зоне конденсации, что приводит к уменьшению тепловой мощности передаваемой термосифоном. Для тепловых расчетов можно рекомендовать принимать отношения длин зоны конденсации и испарения прямо пропорционально отношению коэффициентов теплопередачи в этих зонах.

Большое влияние на внутреннее термическое сопротивление имеет режим охлаждения зоны конденсации, в частности расход охлаждающей воды. На рис. 3 приведена зависимость температуры в зоне конденсации термосифона от расхода охлаждающей воды.

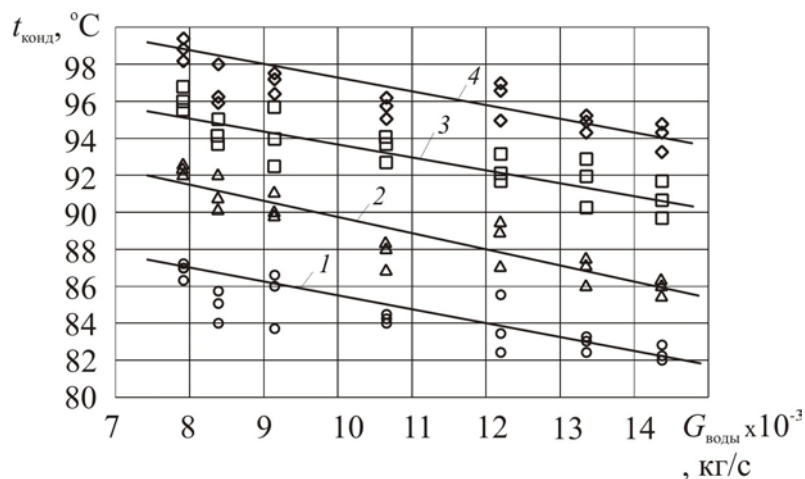


Рис. 3. Зависимость температуры в зоне конденсации термосифона от расхода охлаждающей воды для разных тепловых нагрузок:

$$1 - q_{TC} = 1.2 \text{ кВт/м}^2; 2 - q_{TC} = 1.7 \text{ кВт/м}^2; 3 - q_{TC} = 2.2 \text{ кВт/м}^2; \\ 4 - q_{TC} = 2.7 \text{ кВт/м}^2$$

Как видно, при увеличении расхода охлаждающей воды, температура в зоне конденсации уменьшается, при этом температура в зоне испарения остается неизменной. Изменение температурного перепада в полости термосифона при изменении расхода охлаждающей воды связано с изменением температуры насыщения промежуточного теплоносителя. Увеличение расхода воды вызывает увеличение скорости воды и

соответственно, коэффициента теплопередачи в зоне конденсации термосифона, что и приводит к уменьшению температуры промежуточного теплоносителя в зоне конденсации.

Выводы. Получены новые экспериментальные данные по внутреннему термическому сопротивлению и внутреннему температурному перепаду двухфазных гравитационных термосифонов в диапазоне тепловых нагрузок $q_F = 0.5 - 2.7$ кВт/м². На основе анализа полученных экспериментальных данных, рекомендована формула для расчета внутреннего термического сопротивления термосифона, который работает в режимных условиях, характерных для теплообменников-утилизаторов энергетических установок небольшой мощности.

Примечания:

1. Долганов Ю.А. Термосифонный экономайзер-воздухоподогреватель для котельных агрегатов малой мощности / Ю.А. Долганов, А.А. Епифанов, Б.В. Дымо // Збірник наукових праць НУК. Миколаїв: Видавництво НУК, 2012. №1. С. 14-20.
2. Епифанов А.А. Особенности конструкции и методики теплового расчета термосифонного секционного котла-утилизатора / А.А. Епифанов, Б.В. Дымо, Ю.А. Долганов // Збірник наукових праць НУК. Миколаїв: Видавництво НУК, 2011. №2(437). С. 97-105.
3. Зарипов В.К. Высокоэффективный компактный теплообменник-утилизатор на тепловых трубах / В. К. Зарипов, А. Н. Гершуни // Промышленная энергетика. 1989. № 1. С. 37-39.
4. Семена М.Г. Некоторые рекомендации по расчету теплообменников, выполненных на базе двухфазных термосифонов и гравитационных тепловых труб / М.Г. Семена, Ю.Ф. Киселев // Промышленная энергетика. 1990. № 3. С. 40-42.
5. Андреев С.П. Исследование процессов кипения и конденсации в теплопередающем элементе / С.П. Андреев // ИФЖ. 1972. №6. С. 999-1005.
6. Larkin B.S. An experimental study of two-phase thermosyphon tube / B.S. Larkin // Eng.J(Canada). 1971. №8. p. 55-62.
7. Shiraishi M. Investigation of heat transfer characteristics of two phase closed thermosyphons / Shiraishi M., Kikuchi K., Yamanichi T. // Proc.4th Int.heat pipe conf. 1981. p. 95-104.
8. Пиоро И.Л. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами [Текст] / И.Л. Пиоро // Киев: Наукова думка, 1991. 248 с.
9. Васильев, Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах / Васильев Л. Л. // Минск: Наука и техника, 1981. 143 с.
10. Горбис З.Р. Исследование влияния неконденсирующихся примесей на эффективность теплопереноса испарительного термосифона / З.Р. Горбис, Г.А. Савченков // Теплоэнергетика. 1973. № 10. С. 70-73.

УДК 536.248.2

Экспериментальное исследование внутреннего термического сопротивления двухфазных гравитационных термосифонов

¹ Юрий Анатолиевич Долганов

² Александр Анатолиевич Епифанов

¹ Национальный Университет Кораблестроения им. адм. Макарова, Украина
54025, Николаев, пр. Героев Сталинграда, 9
аспирант

E-mail: sfairat@mksat.net

² Национальный Университет Кораблестроения им. адм. Макарова, Украина
54025, Николаев, пр. Героев Сталинграда, 9
кандидат технических наук, доцент

Аннотация. Представлены результаты экспериментальных исследований внутреннего температурного перепада и внутреннего термического сопротивления двухфазных гравитационных термосифонов в диапазоне тепловых нагрузок, характерных для теплообменников-утилизаторов энергетических установок малой мощности.

Ключевые слова: двухфазный термосифон; термическое сопротивление; теплообменник-утилизатор.