

Experimental Investigation of Two-Phase Closed Thermosyphons for Boiler Economizers

Epifanov A. A., Dymo B. V., Dolganov Y. A., Anastasenko S. N.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolaiv, Ukraine

Abstract. Improving the reliability and reducing the overall dimensions of economizers of low-power boilers are urgent tasks. A promising direction for solving this problem is the use of two-phase closed gravitational thermosyphons. The lack of experimental data on the thermal efficiency of thermosyphons in the operating conditions of economizers of low-power boilers determines the relevance of this work. The aim of the work is an experimental study of the thermal efficiency of thermosyphons, as well as heat transfer processes during phase transitions of a working fluid (demineralized water), under operating conditions of economizers. The thermosyphon was made of a steel pipe with an internal diameter of 0.028 m: the boiling zone length of 1.5 m and the condensation – of 0.5 m. It has been established that the thermal power of the thermosyphon was varied in the range of 350...990 W with a change in air inlet temperature in the range of 190...310 °C and cooling water – of 60...100 °C. It was established that the temperature of the thermosyphon wall exceeds the dew point of the combustion products for high sulfur fuel oil by at least 5 °C. The most significant results of the work are the obtained data on the heat transfer ability of thermosyphons, as well as recommendations on the choice of dependencies for calculating the heat transfer coefficients during boiling and condensation of the working fluid. The significance of the obtained results lies in the fact that the method of thermal calculation of thermosyphon economizers was improved due to the recommended dependencies for calculating the internal thermal resistances of thermosyphons.

Keywords: boiler, economizer; two-phase closed thermosyphon; experimental investigation; thermal efficiency; boiling; condensation; thermal calculation.

DOI: 10.5281/zenodo.3898239

UDC: 005-75

Studiu experimental al termosifoanelor în două faze închise pentru economizatorii de cazane

Epifanov A.A., Dymo B.V., Dolganov Yu.A., Anastasenko S.N.

Universitatea Națională de Construcții Navale admiralul Makarov
Nikolaev, Ucraina

Rezumat. Scopul lucrării constă în efectuarea studiului experimental al robusteții și eficienței termice a termosifonilor în două faze închise în condiții de funcționare tipice pentru economizatoarele cazanelor cu consum redus: temperatura apei de alimentare de 100 °C și a produselor de ardere - 290 ... 310 °C. În acest scop a fost dezvoltat un stand experimental. Performanța și eficiența termică a unui singur termosifon din oțel cu lungimea totală de 2,0 m și diametrul intern de 0,028 m (lungimea evaporatorului 1,5 m și condensatorul 0,5 m) au fost studiate în condiții de încălzire cu aer (condiții de delimitare de tipul al treilea). S-a stabilit, că puterea termică a termosifonului variază în intervalul 350 ... 990 W cu o schimbare a temperaturii aerului în intervalul 190 ... 310 °C, iar apa de răcire - 60 ... 100 °C. La densități ale fluxului de căldură în evaporator mai mare de 3,0 kW / m², funcționarea termosifonului a fost însoțită de un efect de zgomet, care indică la regimul de fierbere de tip gheizer. În același timp, nu au fost observate restricții de transfer de căldură. S-a arătat, că temperatura peretelui termosifonului depășește punctul de rouă al produselor de ardere pentru păcura cu conținut ridicat de sulf (129 °C) cu cel puțin 5 °C (temperatura aerului 308 °C, debitul și temperatura apei de răcire 0,028 kg / s și 100 °C). S-a stabilit, că temperatura de saturație din termosifon variază în intervalul 100 ... 140 °C, iar presiunea de saturație nu depășește 3.1 * 10⁵ Pa. S-a demonstrat, că valorile experimentale ale coeficienților de transfer de căldură în zonele de fierbere și condens sunt în acord cu datele din literatura de specialitate. Proiectarea și metodologia de calcul termic a economizorului de termosifon sunt dezvoltate. Sunt prezentate rezultatele testului unui prototip a economizorului.

Cuvinte-cheie: cazan; economizor; termosifon în două faze închis; cercetare experimentală; eficiență termică; fierbere; condensare; calcul termic.

Экспериментальное исследование двухфазных закрытых термосифонов для экономайзеров котлов
Епифанов А.А., Дымо Б.В., Долганов Ю.А., Анастасенко С.Н.
 Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
 Николаев, Украина

Аннотация. Повышение надежности работы и снижение массогабаритных показателей экономайзеров котлов малой мощности являются актуальными задачами. Перспективным направлением для решения этих задач является использование двухфазных закрытых гравитационных термосифонов. Отсутствие экспериментальных данных по тепловой эффективности термосифонов в условиях работы экономайзеров котлов малой мощности обуславливает актуальность данной работы. Цель работы – экспериментальное исследование тепловой эффективности термосифонов, а также процессов теплообмена при фазовых переходах рабочей жидкости (обессоленной воды), в режимных условиях эксплуатации экономайзеров: температура питательной воды 50...100 °С, а продуктов сгорания – 290...310 °С. Исследование выполнено с помощью экспериментального стенда в условиях воздушного обогрева зоны кипения термосифона. Термосифон изготовлен из стальной трубы внутренним диаметром 0.028 м: длина зоны кипения 1.5 м, а зоны конденсации – 0.5 м. Установлено, что тепловая мощность термосифона изменяется в диапазоне 350...990 Вт при изменении температур воздуха в диапазоне 190...310 °С, а охлаждающей воды – 50...100 °С. При плотностях теплового потока в испарителе более 3.0 кВт/м² работа термосифона сопровождалась шумовым эффектом, что свидетельствовало о гейзерном режиме кипения. При этом ограниченный теплоперенос не наблюдалось. Установлено, что температура стенки термосифона превышает точку росы продуктов сгорания для высокосернистого мазута не менее чем на 5 °С. Наиболее существенными результатами работы являются полученные данные по теплопередающей способности термосифонов, а также рекомендации по выбору зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации рабочей жидкости. Значимость полученных результатов заключается в том, что методика теплового расчета термосифонных экономайзеров была усовершенствована за счет рекомендованных зависимостей для расчета внутренних термических сопротивлений термосифонов.

Ключевые слова: котел; экономайзер; двухфазный закрытый термосифон; экспериментальные исследования; тепловая эффективность; кипение; конденсация; тепловой расчет.

ВВЕДЕНИЕ

Постановка проблемы

Котельные агрегаты малой мощности паропроизводительностью до 20 т/ч типов ДЕ, КЕ, ДКВР оборудуют чугунными экономайзерами [1]. Такие экономайзеры отличаются высокой ценой, большой массой и габаритами. Например, масса чугунного экономайзера ЭП-2-236, устанавливаемого за котельными агрегатами ДКВР-6,5-13 ГМ, составляет 7660 кг. Экономайзеры собирают из оребренных труб, подверженных значительному загрязнению, а при использовании серосодержащих топлив – низкотемпературной сернистой коррозии. Недостатком экономайзеров является сложность обеспечения газоплотности их конструкции. В результате этого присосы воздуха в газоход часто превышают 10 %, что снижает эффективность работы котлов.

В транспортной зоне обычно создаются адиабатные условия, т.е. теплота не подводится и не отводится через стенки. Благодаря надежности работы и высокой тепловой эффективности термосифоны находят широкое применение для утилизации теплоты отходящих газов печей и тепловых двигателей, охлаждения электродвигателей,

Перспективным решением для снижения массогабаритных показателей и повышения надежности котельных экономайзеров может быть выполнение их поверхности нагрева из двухфазных гравитационных закрытых термосифонов.

Такой термосифон состоит из вакуумированной герметичной трубы, частично заполненной рабочей жидкостью (рис. 1) [2, 3].

При подводе теплоты к зоне кипения рабочая жидкость начинает кипеть, образующийся пар движется в зону конденсации, где конденсируется на стенках, отдавая теплоту фазового перехода охлаждающей среде. Конденсат под действием гравитационных (или других массовых сил) возвращается в зону кипения.

трансформаторов и атомных реакторов, а также в солнечной энергетике и системах охлаждения электроники.

Одна из первых конструкций теплообменника с использованием термосифонов была разработана с целью повышения надежности работы котельного

газового воздухоподогревателя в условиях низкотемпературной сернистой коррозии [4].

Воздухоподогреватель состоит из двух смежных каналов для подвода дымовых газов и воздуха, разделенных трубной доской, рис. 2.

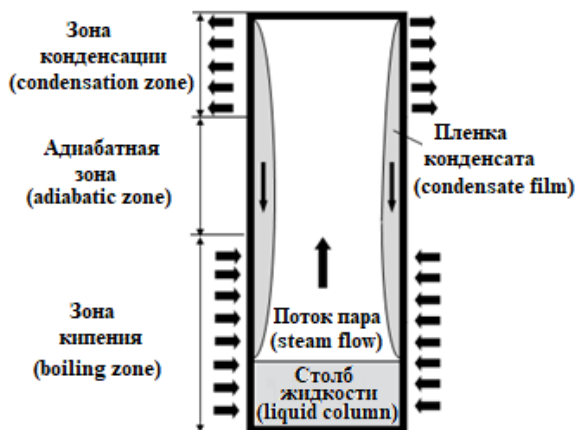


Рис. 1. Двухфазный гравитационный закрытый термосифон.¹

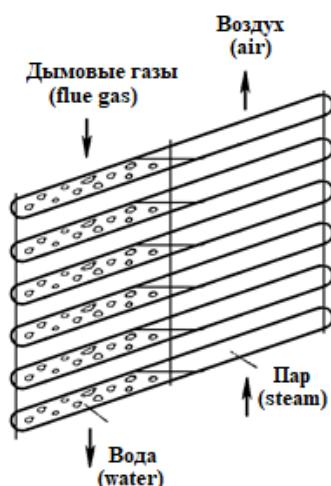


Рис. 2. Термосифонный воздухоподогреватель.²

В доске под небольшим углом установлены термосифоны, частично заполненные водой. Преимуществами воздухоподогревателя являются возможность сосредоточения коррозионноопасной зоны на нескольких рядах труб и, следовательно, легкой замены разрушенных коррозией секций, а также сохранение плотности конструкции при сквозном коррозионном повреждении термосифонов.

Тепловые характеристики термосифона, как показано в [2, 3], зависят от типа рабочей жидкости, степени заполнения (отношения объема жидкости к объему испарителя),

геометрических размеров, угла наклона к горизонту, давления в полости термосифона, расхода и температуры охлаждающего теплоносителя.

Для выбора типа жидкости в работах [2–7] рекомендуется использовать показатель качества FOM (figure of merit):

$$FOM = (r \lambda_l^3 \rho_l^2 \mu_l^{-1})^{0,25},$$

где r – теплота парообразования, Дж/кг; λ_l – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ρ_l – плотность, кг/м³; μ_l – динамический коэффициент вязкости, Па·с.

В диапазоне температур 30... 200 °С вода имеет наиболее высокий показатель качества FOM. Она является дешевой, нетоксичной и легко доступной. Хладагенты являются приемлемыми жидкостями для охлаждения электроники [7, 8].

В экспериментальной практике оптимальную степень заполнения рекомендуется определять для каждой рабочей температуры при условии минимального общего термического сопротивления термосифона [4, 9]. Как показано в [5] недостаточное количество жидкости в термосифоне приводит к высыханию стекающей пленки конденсата, а избыточное – ее забросу в конденсатор. В работе [10] исследовано теплогидравлическое поведение термосифона в условиях недостаточной, избыточной и оптимальной степени заполнения. Было установлено, что оптимально заполненный термосифон обеспечивает наименьшее термическое сопротивление. В работе [11] показано, что оптимальная степень заполнения находится в диапазоне 18...22 %. Влияние степени заполнения и относительной длины термосифона (отношение длины зоны нагрева к внутреннему диаметру) на его тепловую эффективность исследованы в [12, 13]. Установлено, что для относительной длины 9,8 максимальная теплопередача наблюдалась при степени заполнения 60 %, а для относительной длины 11,8 – при 30 %. Результаты, полученные в [14], показали, что максимальный теплоперенос достигался при угле наклона термосифона к горизонту 60 ° для всех трех относительных длин 15, 20 и 30 и степени заполнения 45 %.

^{1,2} Appendix 2

Различные кризисы теплопереноса в термосифонах, которые возникают в результате высыхания стекающей пленки конденсата, ее подтормаживания, затопления конденсатора (уноса жидкости в зону конденсации), перехода к пленочному режиму кипения изучены в работах [15 – 20].

При небольших степенях заполнения (< 20 %) ограничения теплопереноса возникают из-за высыхания пленки. В то же время как при больших степенях заполнения – по причине затопления [15]. Предел теплопереноса из-за высыхания пленки конденсата легче всего избежать, заправив термосифон при запуске достаточным количеством жидкости ($\geq 20\%$) [17]. В исследовании [18] разработана компьютерная модель для прогнозирования влияния степени заполнения на тепловые характеристики термосифона. Сделан вывод, что степень заполнения должна поддерживаться в диапазоне, предложенном в работе [19]. Подтверждено, что границы диапазона обратно пропорциональны подводимой теплоте и прямо пропорциональны рабочему давлению и диаметру трубы.

Корреляция для предела затопления, предложенная в [2], имеет вид:

$$Q_{\max} = KrA[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}(\rho_v^{-0.25} + \rho_l^{-0.25})^{-2}.$$

Здесь $K = (\rho_l / \rho_v)^{0.14} \tanh^2(Bo)^{0.25}$, а Bo – число Бонда.

Предел кипения может быть оценен на основе корреляции, предложенной в [20],

$$Q_{\max} = ArKu(\rho_v)^{0.5}[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25},$$

где Ku – число Кутателадзе.

В исследовании [21] было установлено, что пузырьковое кипение в столбе жидкости является доминирующим механизмом в испарителе термосифона, когда степень заполнения выше 30 %. Корреляция для коэффициента теплоотдачи в испарителе, основанная на этом механизме кипения, была предложена в работе [11]

$$\alpha_{\text{evap}} = 0.32 \frac{\rho_l^{0.65} \lambda_l^{0.3} c_{pl}^{0.7} g^{0.2} q^{0.4}}{\rho_v^{0.25} r^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left(\frac{p_s}{p_{at}} \right)^{0.3}. \quad (1)$$

Экспериментальные значения коэффициентов теплоотдачи в испарителе, полученные в работах [6, 7, 22], оказались меньше теоретических по уравнению (1) из-за доминирующего механизма гейзерного кипения – периодического выброса жидкости в конденсатор. В работе [23] было установлено, что при изменении плотности теплового потока в испарителе от 1000 до 30000 Вт/м² коэффициент теплоотдачи увеличивается с 300 до 3400 Вт/(м²·К).

В работе [6] экспериментальные значения коэффициентов теплоотдачи в конденсаторе оказались намного ниже прогнозируемых с использованием формулы Нуссельта из-за противоточного взаимодействия жидкой и паровой фаз, и, как следствие, увеличения толщины пленки конденсата. В исследовании [24] установлено, что коэффициент теплоотдачи при конденсации увеличивается с ростом степени заполнения, а максимальный значение имеет место при угле наклона термосифона 30 ° и степенях заполнения 22 % и 30 %. В работе [25] показано, что, сделав испаритель более гидрофильным, а конденсатор более гидрофобным, можно увеличить теплопередачу на 15.3 %.

Периодическое взрывное кипение в термосифоне, названное гейзерным кипением, было исследовано в [6, 11, 22], анализируя временные изменения температуры стенок испарителя и конденсатора. Установлено, что гейзерное кипение может значительно изменить тепловую мощность термосифона, вызывает вибрацию термосифона и сопровождается шумом.

В исследовании [26] изучено влияние тепловой нагрузки термосифона, условий охлаждения, степени заполнения и длины испарителя на гейзерное кипение.

Установлено, что это явление происходит чаще при более высоких тепловых нагрузках и меньших степенях заполнения. При этом период гейзерного кипения и амплитуда колебаний становятся меньше для более короткого испарителя.

В исследовании [27] гейзерное кипение наблюдалось только в тех случаях, когда степень заполнения была больше 30 %. Показано, что период гейзерного кипения уменьшается при увеличении тепловой загрузки и относительной длины термосифона и увеличивается с ростом степени заполнения. Предложено экспериментальное уравнение для определения периода гейзерного кипения.

Картина гидродинамической обстановки при гейзерном кипении в термосифонах описана в работах [6, 26, 27], рис. 3.

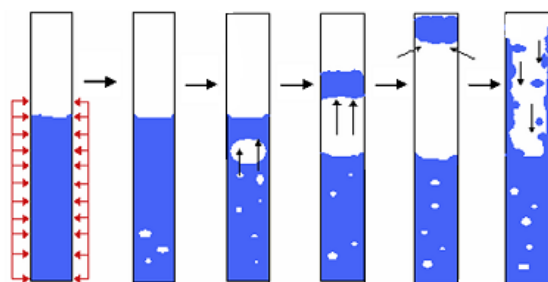


Рис. 3. Схематичное представление гейзерного кипения в двухфазном термосифоне, [27].³

Хотя “гейзерное” кипение нежелательно, такой режим не является кризисом теплопереноса, а представляет собой псевдостабильное состояние работы термосифона.

Анализ литературы показал, что большинство работ посвящено исследованию термосифонов длиной до 1 м в условиях электрического обогрева (граничных условий второго рода). Литературных данных недостаточно для прогнозирования возможности использования закрытых двухфазных гравитационных термосифонов в конструкции котельных экономайзеров, а также разработки методики их расчета.

Цель работы – исследование работоспособности и тепловой эффективности закрытых двухфазных гравитационных термосифонов в режимных условиях, характерных для экономайзеров котельных агрегатов малой мощности.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Экспериментальная установка

Исследование тепловой эффективности и рабочих процессов в термосифоне выполнено на экспериментальном стенде, схема которого представлена на рис. 4, а. Рабочий участок термосифона, рис. 4, б, изготовлен из трубы диаметром 32×2.5 мм (материал сталь 20) общей длиной 2 м: длина зоны кипения 1.5 м, а зоны конденсации – 0.5 м. Относительная длина термосифона 53.6. К верхней части рабочего участка присоединен трехходовой клапан для заправки термосифона рабочей жидкостью, его вакуумирования и присоединения мановакуумметра. В качестве

рабочей жидкости использовалась дистиллированная вода.

Вакуумирование термосифона осуществлялось выпариванием рабочей жидкости. Процесс вакуумирования продолжался до появления струи пара, выходящей через клапан. После конденсации пара остаточное давление составляло 5 кПа. Степень заполнения принята 30 % согласно рекомендациям [17-20, 27].

Исследования проводились в режимных условиях работы экономайзеров котельных агрегатов малой мощности: температура питательной воды $50...100$ °С, а продуктов сгорания – $290...310$ °С [1]. Обогрев термосифона осуществлялся воздухом. Температура воздуха регулировалась в диапазоне от 190 до 310 °С изменением мощности электрокалорифера с помощью регулятора напряжения РНО-10. Электрокалорифер включал две секции по 10 кВт каждая. Воздух нагнетался вентилятором в воздушный стальной кожух диаметром 108×4 мм, в котором размещалась зона кипения. Массовый расход воздуха оставался постоянным (объемный расход при нормальных условиях 180 м³/ч). Средняя скорость воздуха составляла $12.0...14.9$ м/с. Конденсационная зона охлаждалась водой, подаваемой в кольцевое пространство между трубой термосифона и водяным кожухом диаметром 57×3 мм. Температура воды изменялась в диапазоне $50...100$ °С, а ее массовый расход – от 0.005 до 0.028 кг/с. Мощность водяного электронагревателя 10 кВт. Снаружи воздушный и водяной кожухи изолировались пухшнуром с толщиной слоя 40 мм.

Методика измерений

Температура воды и воздуха измерялась с помощью хромель-копелевых термопар, установленных во входных и выходных патрубках. Для измерения температуры стенки термосифона на его поверхности закреплялись хромель-копелевые термопары, выполненные из термоэлектродов диаметром 0,3 мм. Термоэлектроды укладывались в кольцевых проточках сечением $1,0 \times 0,5$ мм. Температура рабочей жидкости внутри термосифона измерялась с помощью хромель-копелевых термопар, закрепленных в зондах. Зонды заводились через нижнюю и верхнюю крышки термосифона. Аналоговый сигнал от термопар обрабатывался в цифровых измерителях температуры Regmik типа I-4

(четырёхканальных) и далее по линиям связи через интерфейс-преобразователь типа RS 485/USB подавался на компьютер. Расход воздуха измерялся с помощью входного

измерительного устройства – лемнискаты, а воды – ротаметром РС-5.

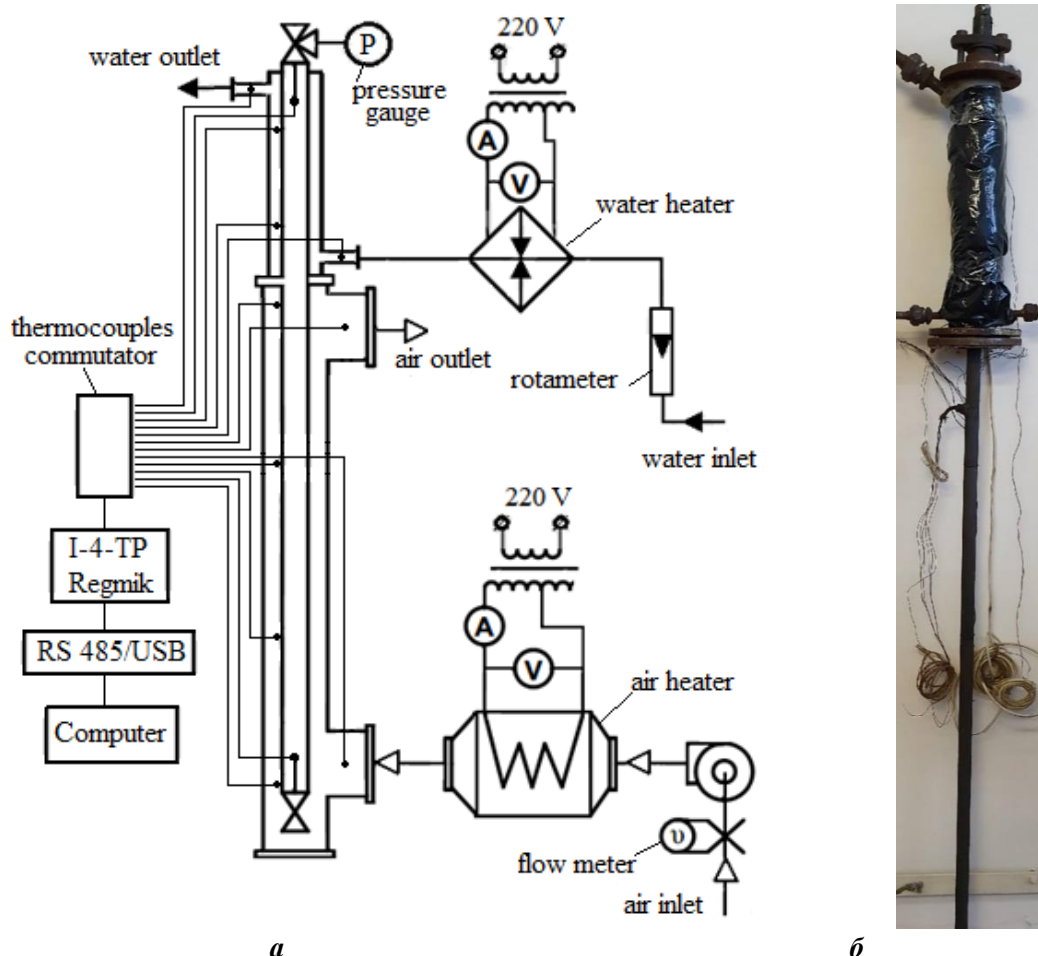


Рис. 4. Экспериментальный стенд для исследования термосифонов: а – схема экспериментального стенда; б – конструкция термосифона. ⁴

Методика обработки опытных данных

Тепловая мощность термосифона определялась по уравнению, Вт,

$$Q = G_w \cdot c_p^w \cdot (t_w^{out} - t_w^{in}),$$

где G_w – массовый расход воды, кг/с; t_w^{in} , t_w^{out} – температура воды на входе и выходе, °C; c_p^w – средняя массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·K).

Коэффициенты теплоотдачи в зонах кипения α_{evap} и конденсации α_{cond} , Вт/(м²K):

$$\alpha_{evap} = \frac{q_{evap}}{t_w^{evap} - t_s}, \quad \alpha_{cond} = \frac{q_{cond}}{t_s - t_w^{cond}},$$

где q_{evap} и q_{cond} – плотность теплового потока в зонах кипения и конденсации, Вт/м²; t_s – температура насыщения, °C; t_w^{evap} , t_w^{cond} – средние температуры внутренней поверхности стенки термосифона, °C.

Оценка погрешности измерений

Точность результата косвенного измерения оценивалась средней квадратичной погрешностью по формуле:

$$\sigma_f = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot \sigma_{x_i}^2},$$

⁴ Appendix 2

где σ_{xi} – средняя квадратическая погрешность прямых измерений.

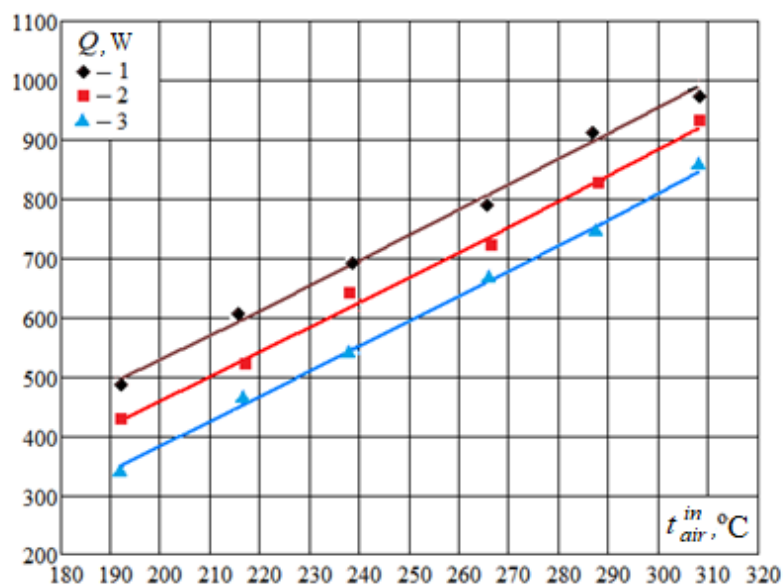
Относительная погрешность определения тепловой мощности термосифона не превышала $\pm 7,5 \%$ для минимальных значений величин и $\pm 3,5 \%$ для максимальных, а коэффициентов теплоотдачи – соответственно ± 4 и $\pm 9,5 \%$.

Результаты исследования

В исследуемом интервале режимных параметров тепловая мощность термосифона

изменялась в диапазоне 350...990 Вт, рис. 5. Плотность теплового потока в зоне кипения составляла 2192...6572 Вт/м², а в зоне конденсации – 6963...19720 Вт/м². При таких тепловых нагрузках ограниченный теплоперенос не наблюдалось. При плотностях теплового потока в зоне кипения более 3000 Вт/м² работа термосифона сопровождалась шумовым эффектом, что свидетельствовало о гейзерном режиме

кипения.



1 – $t_w^{in} = 60 \text{ } ^\circ C$; 2 – $t_w^{in} = 80 \text{ } ^\circ C$; 3 – $t_w^{in} = 100 \text{ } ^\circ C$.

Рис. 5. Зависимость тепловой мощности термосифона от температуры воздуха, $G_w = 0.028 \text{ кг/с}$.⁵

Кроме температуры теплоносителя (воздуха), большое влияние на теплоперенос термосифона оказывал режим охлаждения зоны конденсации, в частности расход охлаждающей воды и ее температура. С увеличением расхода охлаждающей воды при неизменных температурах воздуха и воды тепловая мощность термосифона увеличивалась, рис. 6.

Рост температуры охлаждающей воды приводил к снижению тепловой мощности термосифона, рис. 7.

На рис. 8 представлена зависимость средней температуры насыщения рабочей жидкости от температуры воздуха при различных режимах охлаждения зоны конденсации.

С увеличением температуры воздуха от 192 до 308 $^\circ C$ средняя температура насыщения

увеличивалась от 116 до 134 $^\circ C$ (расход и температура охлаждающей воды 0.028 кг/с и 97 $^\circ C$). Соответствующее давление насыщения возрастало от $1.74 \cdot 10^5$ до $3.1 \cdot 10^5$ Па.

На рис. 9 показано изменение температуры наружной стенки термосифона по его длине, а также температура точки росы продуктов сгорания сернистого и высокосернистого мазутов (содержание серы на рабочую массу 1.4 % и 2.8 % соответственно). Температура точки росы определялась по эмпирической формуле [28], $^\circ C$,

$$t_{dp}^{H_2SO_4} = t_s + 2 \cdot 10^3 \sqrt[3]{S^r / Q_i^r},$$

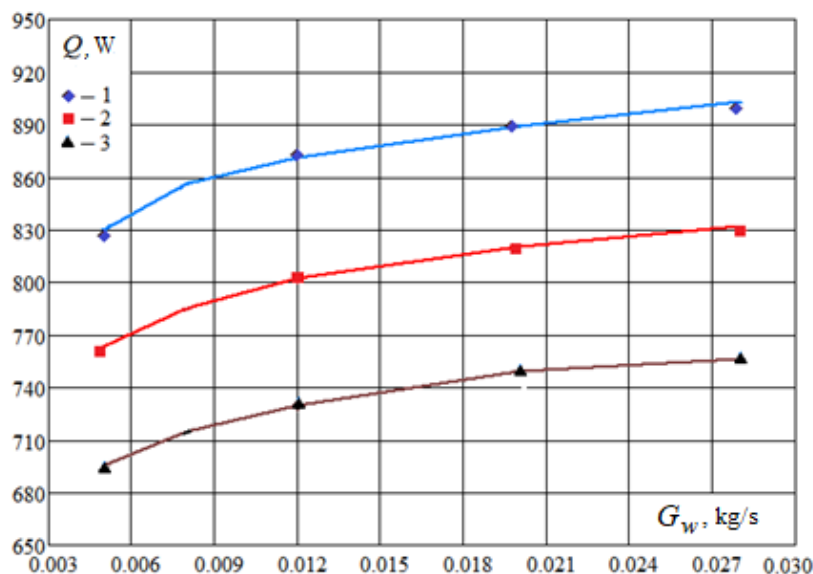
где t_s – температура насыщения водяных паров, соответствующая их парциальному давлению в продуктах сгорания, $^\circ C$; S^r – содержание горючей серы на рабочую

⁵ Appendix 2

массу, %; Q_i^r – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

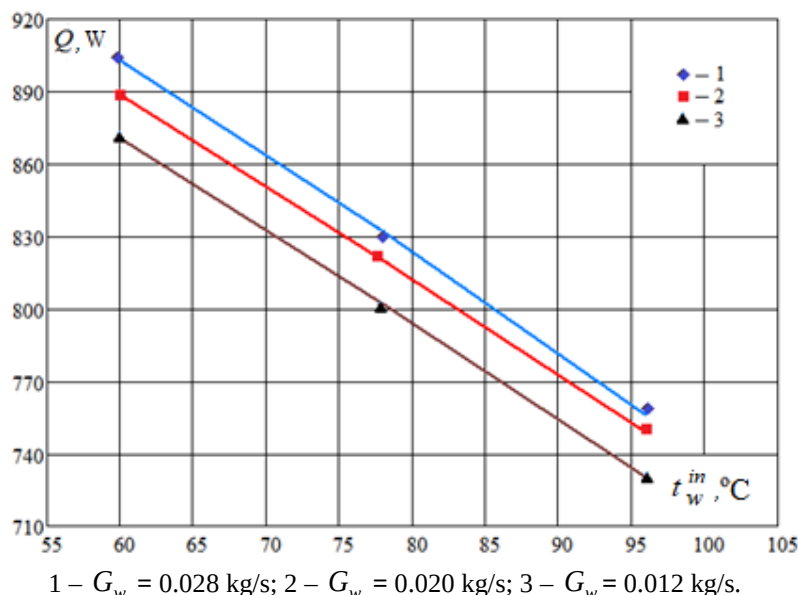
При максимальной температуре воды 97 °С и воздуха 308 °С температура стенки термосифона превышала точку росы как для сернистого (112 °С), так и для

высокосернистого мазутов (129 °С), что достаточно для предотвращения низкотемпературной коррозии. Только при минимальной температуре воздуха 192 °С температура стенки термосифона меньше точки росы для высокосернистого мазута.



1 – $t_w^{in} = 60$ °С; 2 – $t_w^{in} = 80$ °С; 3 – $t_w^{in} = 100$ °С.

Рис. 6. Зависимость тепловой мощности термосифона от расхода охлаждающей воды, $t_{air}^{in} = 288$ °С.⁶



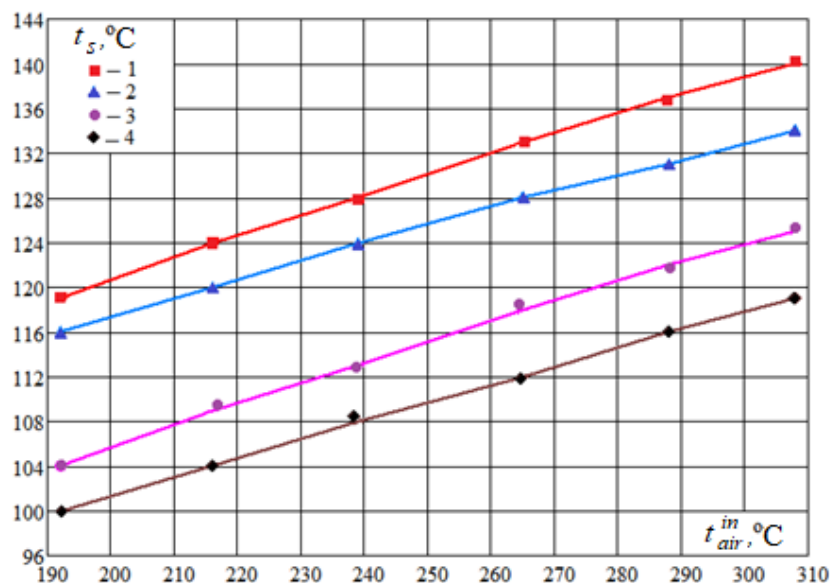
1 – $G_w = 0.028$ kg/s; 2 – $G_w = 0.020$ kg/s; 3 – $G_w = 0.012$ kg/s.

Рис. 7. Зависимость тепловой мощности термосифона от температуры воды, $t_{air}^{in} = 288$ °С.⁷

Как показано на рис. 10, корреляция (1) дает завышенные значения коэффициентов теплоотдачи в зоне кипения по сравнению с экспериментальными данными на 11.2...16.4 % в диапазоне плотностей

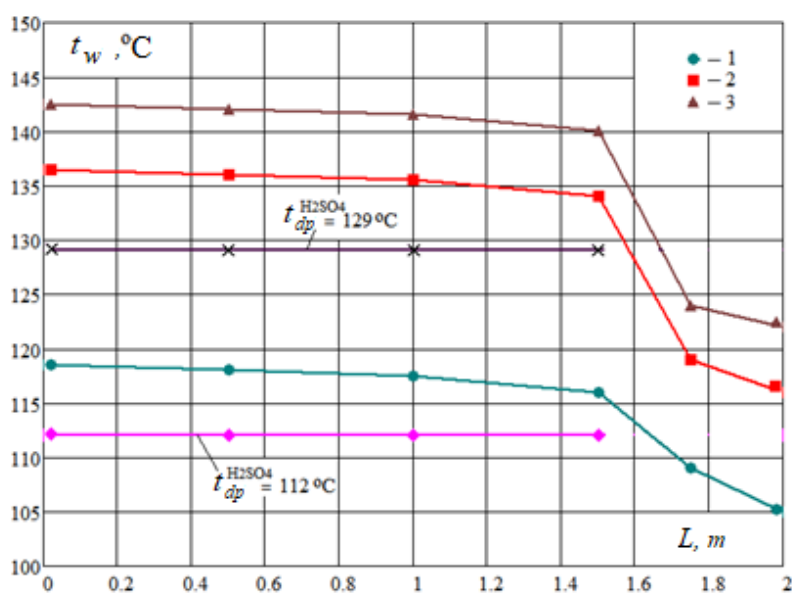
теплового потока 2.3...5.6 кВт/м². Это можно объяснить гейзерным характером наблюдаемого кипения – необходимостью подогрева переохлажденной жидкости, возвращаемой в зону кипения после выброса, для начала кипения.

С ростом плотности теплового потока расхождение значений увеличивается, так как частота выбросов возрастает.



1 – $G_w = 0.012$ kg/s, $t_w^{in} = 100$ °C; 2 – $G_w = 0.028$ kg/s, $t_w^{in} = 100$ °C;
3 – $G_w = 0.012$ kg/s, $t_w^{in} = 80$ °C; 4 – $G_w = 0.028$ kg/s, $t_w^{in} = 80$ °C.

Рис. 8. Зависимость средней температуры насыщения в термосифоне от температуры воздуха.⁸



1 – $G_w = 0.028$ kg/s, $t_{air}^{in} = 192$ °C; 2 – $G_w = 0.028$ kg/s, $t_{air}^{in} = 308$ °C; 3 – $G_w = 0.012$ kg/s, $t_{air}^{in} = 308$ °C.

Рис. 9. Изменение температуры по высоте стенки термосифона, $t_w^{in} = 100$ °C.⁹

. Для коэффициентов теплоотдачи в зоне конденсации термосифона получены большие расхождения между экспериментальными значениями, как показано на рис. 11, и прогнозируемыми формулой Нуссельта [6]

$$\alpha_N = 0.943 \left(\frac{(\rho_l - \rho_v) g \lambda_l^3 (r + 0.68 c_{pl} (t_s - t_w^{cond}))}{v (t_s - t_w^{cond}) L_{cond}} \right)^{0.25} \quad (2)$$

Формула (1) дает завышенные на 38.6...29.9 % значения в диапазоне

плотностей теплового потока 6.9...16.8 кВт/м². Расхождения в экспериментальных и теоретических значениях коэффициентов теплоотдачи в зоне конденсации можно объяснить увеличением толщины пленки

конденсата из-за подтормаживания стекающей пленки паром, выброса рабочей жидкости, наличия неконденсирующихся газов

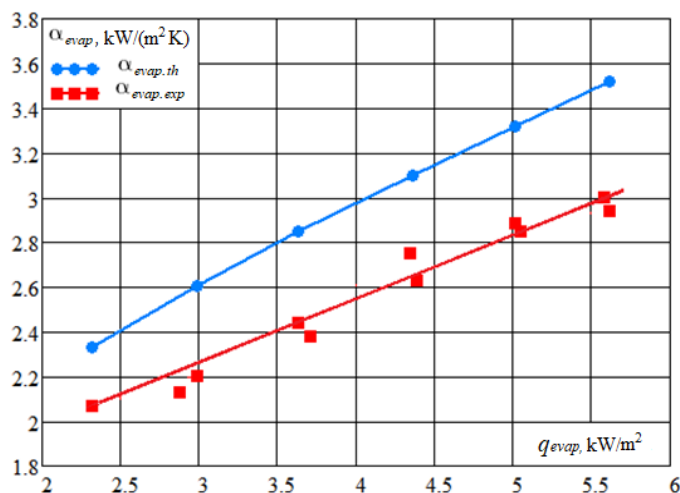


Рис. 10. Сопоставление экспериментальных коэффициентов теплоотдачи при кипении с корреляцией (1).¹⁰

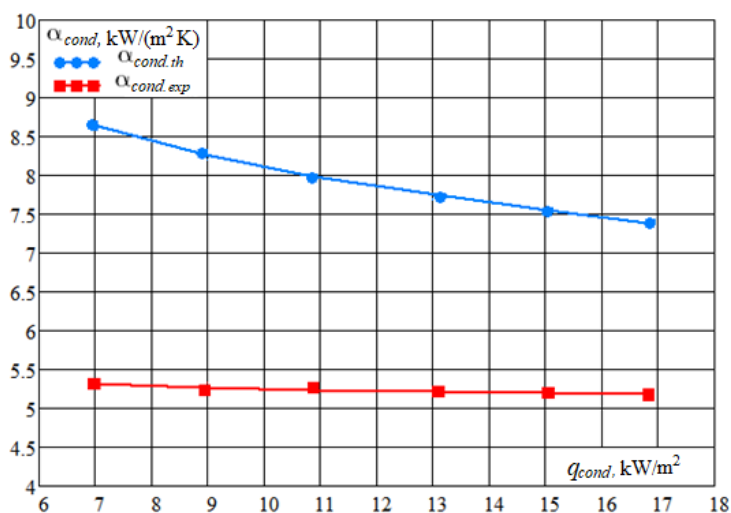


Рис. 11. Сопоставление экспериментальных коэффициентов теплоотдачи при конденсации с формулой Нуссельта (2).¹¹

Заключение

1. Исследована работоспособность и тепловая эффективность одиночного термосифона общей длиной 2.0 м и внутренним диаметром 0.028 м (длина зоны кипения 1.5 м) в режимных условиях котельных экономайзеров. Установлено, что тепловая мощность термосифона изменяется в диапазоне 350...990 Вт. При этом ограниченный теплопереноса не наблюдалось.

2. Показано, что температура стенки термосифона превышает точку росы как для сернистого, так и для высокосернистого мазутов, что достаточно для предотвращения низкотемпературной коррозии.

3. Показано, что экспериментальные значения коэффициентов теплоотдачи в зоне кипения и конденсации хорошо согласуются с литературными данными. Рекомендованы зависимости для расчета термических

сопротивлений при фазовых переходах рабочей жидкости.

Приложение 1 Методика теплового расчета термосифонного экономайзера.

Целью теплового расчета является определение поверхностей нагрева экономайзера в зонах кипения и конденсации термосифонов, обеспечивающих снижение температуры дымовых газов до принятой при составлении теплового баланса котла. Особенность методики – необходимость определения температуры насыщения рабочей жидкости и коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации внутри термосифонов, а также проверка термосифонов на критические тепловые нагрузки.

Исходные данные: объемы и энтальпии продуктов сгорания, а также их температуры за котлом и на выходе из экономайзера, паропроизводительность котла, давление и температура перегретого пара, расход продувочной воды, температура питательной воды.

Принимается размещение термосифонов в пучке, диаметр термосифонов, длины зон кипения и конденсации, количество термосифонов.

Внешний диаметр термосифонов рекомендуется принимать 32...38 мм, а соотношение зон кипения и конденсации 3...4. При правильной компоновке пучка термосифонов скорость дымовых газов должна находиться в пределах 6...10 м/с, а газовое сопротивление пучка не должен превышать 350 Па.

Внутренний диаметр труб, которые охватывают конденсаторы термосифонов, принимается из условия обеспечения скорости питательной воды в кольцевых каналах не менее 0.4 м/с для предотвращения кислородной коррозии.

Расхождение между тепловосприятием поверхностей нагрева из уравнений теплового баланса и теплопередачи не должно превышать 2 % [1, 4]. Правильность выбора диаметра и длины термосифонов проверяется расчетом на критические тепловые нагрузки: расчетная плотность теплового потока в зоне кипения термосифонов, отнесенная к внутренней поверхности, должна быть меньше критической [29, 30, 31].

Для определения температуры насыщения рабочей жидкости в термосифоне предложен

графо-аналитичный метод, сущность которого заключается в следующем:

- предварительно принимаются три значения средней температуры насыщения рабочей жидкости t_s в полости термосифонов;
- рассчитываются коэффициенты теплоотдачи со стороны дымовых газов и питательной воды по рекомендациям [1, 4];
- рассчитываются коэффициенты теплоотдачи при кипении и конденсации в термосифонах по формулам (1) и (2) соответственно;
- рассчитываются с помощью уравнения теплопередачи тепловосприятия зон кипения Q_{evap} и конденсации Q_{cond} термосифонов (расхождение между Q_{evap} и конденсации Q_{cond} не должно превышать 2 %);
- определяется средняя температура насыщения рабочей жидкости на пересечении графиков $Q_{\text{evap}} = f(t_s)$ и $Q_{\text{cond}} = f(t_s)$ (рис. П1).

Выполнен тепловой и аэродинамический расчеты термосифонного экономайзера для котельных агрегатов типа ДКВР паропроизводительностью 2.0, 4.0 и 6.5 т/ч (давление пара 1.4 МПа; топливо – мазут сернистый).

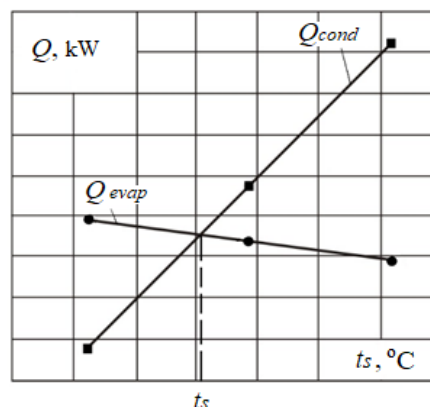


Рис. П1. Определение средней температуры насыщения рабочей жидкости в термосифоне.¹²

Результаты расчетов приведены в табл. П1, а конструкция термосифонного экономайзера – на рис. П2. К особенностям конструкции можно отнести способ крепления термосифонов в трубной доске с помощью втулок с резьбой. Это позволяет легко выполнять замену термосифонов, которые потеряли работоспособность. В сравнении с чугунными масса термосифонных экономайзеров меньше в 2.4 раза для котлов ДКВР-4,0-1 и в 3.1 раза для котлов ДКВР-6,5-13. Кроме того, за счет исключения присосов воздуха в газоход экономайзера обеспечивается повышение КПД котла на

¹² Appendix 2

0.3...0.5 %. На рис. ПЗ показан опытный образец термосифонного экономайзера, а в

табл. П2 представлены результаты его испытаний.

Таблица П1¹³

Расчетные характеристики термосифонного экономайзера ¹⁴			
Характеристика	Тип котла		
	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4,0-13	ДКВР-6,5-13
Тепловая мощность, кВт	108	165	244
Температура питательной воды, °С	100	100	100
Температура газов на входе, °С	300	295	285
Количество термосифонов	242	242	242
Диаметр термосифонов, мм	32 × 3	32 × 3	32 × 3
Длина зоны кипения, мм	890	1400	1800
Длина зоны конденсации, мм	220	345	440
Поверхность зоны кипения, м ²	21.6	34.1	43.7
Поверхность зоны конденсации, м ²	5.4	8.5	10.9
Аэродинамическое сопротивление, Па:	198	224	282
Масса, кг	1385	1993	2454

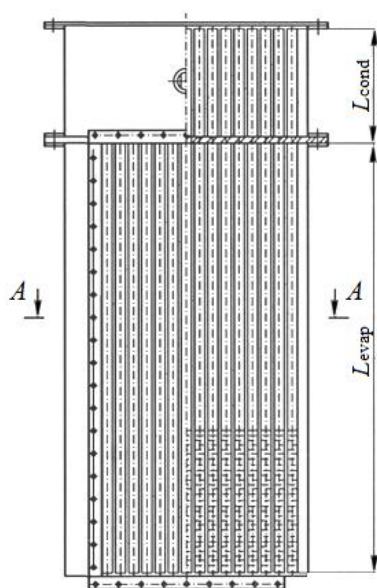


Рис. П2.

Конструкция термосифонного экономайзера.¹⁵

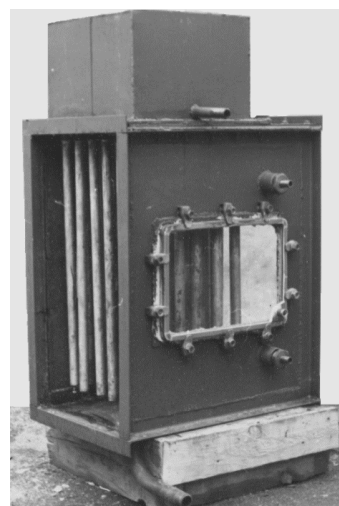
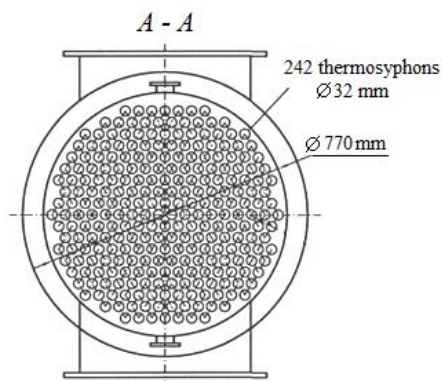


Рис.

ПЗ.

Опытный образец термосифонного экономайзера.¹⁶

Таблица П2.¹⁷

Результаты испытаний термосифонного экономайзера¹⁸

Характеристика	Значение
Тепловая мощность, кВт	20.5
Температура газов, °С:	
вход	281
выход	225
Температура воды, °С:	
вход	50
выход	68
Поверхность, м ² :	
зоны кипения	2.5
зоны конденсации	0.5

Appendix 2 (Приложение 2)

¹**Fig. 1.** A typical two-phase gravitational closed thermosyphon.

²**Fig. 2.** Thermosyphon air heater.

³**Fig. 3.** A schematic presentation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon [27].

⁴**Fig. 4.** Experimental setup for thermosyphon investigation: *a* – a schematic diagram of the thermosyphon test rig; *b* – a construction of the thermosyphon.

⁵**Fig. 5.** Thermosyphon thermal power against inlet air temperature, $G_w = 0.028$ kg/s.

⁶**Fig. 6.** Thermosyphon thermal power against cooling water mass flow rate, $t_{air}^{in} = 288$ °C.

⁷**Fig. 7.** Thermosyphon thermal power against cooling water temperature, $t_{air}^{in} = 288$ °C.

Литература (References)

- [1] Yepifanov O. A. *Teplovyy rozrakhunok kotel'nykh ahreativ maloyi potuzhnosti*. [Thermal calculation of low power boiler units]. Mykolaiv, NUK. 2004. 152 p. (in Ukrainian).
- [2] Faghri A. *Heat Pipe*. Science and Technology. Taylor and Francis. London. 1995. 874 p.
- [3] Reay D., Kew, P. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*. Butterworth Heinemann, Oxford, Fifth Edition, 2006. 378 p.
- [4] Kuznetsov N.V., Mitor V.V., Dubovskiy I.Ye., Karasina E.S. *Teplovoy raschet kotel'nykh agregatov (Normativnyy metod)*. [Thermal calculation of boiler units (Normative method)]. Moscow, 1973. 296 p. (in Russian).
- [5] Yildirim R., Yildiz A., Ozsoy A. Influence of Fluid Charge Rate on Gravity Assisted Heat Pipe Performance at Low Temperatures. *Journal of Applied Sciences of Mehmet Akif Ersoy University*, 2018, vol. 2, no. 2, pp. 52-67.
- [6] Smith K. *Two-Phase Flow and Heat Transfer in Reflux Thermosyphons*. A thesis of Doctor in Philosophy. 2016. 170 p.
- [7] Lataoui Z, Jemni A. Experimental investigation of a stainless steel two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 121, pp. 721-727. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.04.135.
- [8] Wallin P. Heat Pipe, selection of working fluid. *Project Report MVK160 Heat and Mass Transfer*. Dept. of Energy Sciences, Faculty of Engineering, Lund University, Sweden. 2012. pp. 1-6.
- [9] Jiao B., Qiu L.M., Zhang X.B., Zhang Y. Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28 (11–12), pp. 1417–1426.
- [10] Shabgard H., Xiao B., Faghri A., Gupta R., Weissman W. Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2014, vol. 70, pp. 91–102.
- ⁸**Fig. 8.** Variation of average saturation temperature inside the thermosyphon versus the inlet air temperature.
- ⁹**Fig. 9.** Variation of the temperature along the thermosyphon wall for $t_w^{in} = 100$ °C.
- ¹⁰**Fig. 10.** Evaporator heat transfer coefficient compared to correlation (1).
- ¹¹**Fig. 11.** Condenser heat transfer coefficient compared to Nusselt correlation (2).
- ¹²**Fig. 11.** Determination of the average saturation temperature of the working fluid in a thermosyphon.
- ^{13,14}**Table 11.** Design characteristics of a thermosyphon economizer.
- ¹⁵**Fig. 11.** Thermosyphon economizer design.
- ¹⁶**Fig. 11.** Thermosyphon economizer prototype.
- ^{17,18}**Table 11.** Thermosyphon economizer test results.
- [11] Imura H., Saguchi K., Kozai H. Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1983, 26 (8), pp. 1181–1188.
- [12] Noie S.H., Kalaei M.H., Khoshnoodi M. Experimental investigation of boiling and condensation heat transfer of a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Engineering*, 2005, vol. 18(1), pp. 37-43.
- [13] Noie S. H. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol. 25, no. 4, pp. 495–506. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.06.019.
- [14] Sarmasti Emami M. R., Noie S. H., Khoshnoodi M. Effect of aspect ratio and filling ratio on thermal performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. *Iranian Journal of Science & Technology, Transaction B, Engineering*, 2008, vol. 32, no. B1, pp. 39-51.
- [15] Kannan M., Natarajan E. Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon for Waste Heat Recovery System. *Journal of Applied Sciences*, 2010, vol. 10, pp. 413-418. doi: 10.3923/jas.2010.413.418.
- [16] Park, Y. J., Kang, H. K., Kim, C. J. Heat transfer characteristics of a TPCT to the fill charge ratio. *Int. Journal of Heat and Mass transfer*, 2002, vol. 45, pp. 4655-4661.
- [17] Shiraishi M., Kim Y., Murakami M., Terdtoon, P. A correlation for the critical heat transfer rate in an ITPCT. *Proc. of the 5th Int. Heat Pipe Symposium*, 1996, pp. 248-254.
- [18] Jiao B., Qiu L. M., Zhang X. B., Zhang Y., Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 2008, vol. 28, no. 11–12, pp. 1417–1426.
- [19] El-Genk M.S., Saber H.H. Determination of operation envelopes for closed two-phase thermosyphons. *Int. J Heat Mass Transfer*, 1999, vol. 42, no. 5, pp 889-903.
- [20] Gorbis, Z.R., Savchenkov, G.A. Low Temperature two-phase closed thermosyphon

- Investigation. *Proc. 2nd International Heat Pipe Conf.*, 1976, Bologna, Italy, pp. 37–45.
- [21] Joo P.Y., Kook K.H., Ju K.Ch. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2002, 45 (23), pp. 4655–4661.
- [22] Andrzejczyk R. Experimental Investigation of the Thermal Performance of a Wickless Heat Pipe Operating with Different Fluids: Water, Ethanol, and SES36. Gdansk University of Technology, Energies, 2018. doi:10.3390/en12010080. www.mdpi.com/journal/energies.
- [23] Khazaee, I. Experimental investigation and comparison of heat transfer coefficient of a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Energy And Environment*, 2014, vol.5(4), pp. 495–504. Journal homepage: www.IJEE.IEEFoundation.org.
- [24] Noie S.H., Sarmastiemami M.R., Khoshnoodi M. Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two-phase closed thermosyphon under normal operating conditions. *Heat Transfer Eng.*, 2007, 28 (4), pp. 365–371. <https://doi.org/10.1080/01457630601122997>
- [25] Rahimi M., Asgary K., Jesri S. Thermal characteristics of a resurfaced condenser and evaporator closed two-phase thermosyphon. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 37, pp. 703–710.
- [26] Lin T.F., Lin W.T., Tsay Y.L., Wu J.C. Experimental investigation of geyser boiling in an annular two-phase closed thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1995, 38 (2), pp.295–307.
- [27] Khazaee I., Hosseini R., Noie S.H. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 2010, vol. 30, no. 5, pp. 406–412. Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng.
- [28] Khryapchenkov A. S. *Sudovyye vspomogatelnyye i utilizatsionnyye kotly*. [Marine auxiliary and exhaust-heat boilers]. Leningrad, 1988. 296 p. (in Russian).
- [29] Pioro I. L. *Effektivnyye teploobmenniki s dvukhfaznymi termosifonami* [Efficient heat exchangers with two-phase thermosiphons]. Kiev, 1991. 248 p. (in Russian).
- [30] Bezrodny M. K., Pioro I. L., Kostyuk T. O. *Protsessy perenosa v dvufaznykh termosifonnykh sistemakh. Teoriya i praktika*. [Transfer processes in two-phase thermosiphon systems. Theory and practice]. Kiev, 2005. 704 p. (in Russian).

Сведения об авторах.



Епифанов Александр Анатольевич, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры технической теплофизики и судовых паропроизводящих установок НУК им. адмирала Макарова. Область научных интересов: котельные установки, процессы теплообмена, двухфазные термосифоны.
E-mail: epifanov.nuk@gmail.com



Долганов Юрий Анатольевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры судовых и стационарных энергетических установок НУК им. адмирала Макарова. Область научных интересов: парогазовые установки, процессы теплообмена, двухфазные термосифоны.
E-mail: yuri.dolganov1987@gmail.com



Дымо Борис Васильевич, кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой технической теплофизики и судовых паропроизводящих установок НУК им. адмирала Макарова. Область научных интересов: энергосбережение, процессы теплообмена, двухфазные термосифоны.
E-mail: dymobv@gmail.com



Анастасенко Сергей Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики и технологий машиностроения ППИ НУК им. адмирала Макарова. Область научных интересов: энергосбережение, процессы теплообмена, двухфазные термосифоны.
E-mail: ondi2008@rambler.ru