

УДК 621.039.534.25

В.С. Киров, канд. техн. наук, проф.,
А.В. Ковальчук, магистр,
Одес. нац. политехн. ун-т

ТЕПЛООБМЕННИК ДЛЯ ПАССИВНОЙ ЧАСТИ СИСТЕМЫ АВАРИЙНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ АКТИВНОЙ ЗОНЫ ВВЭР-1000

В.С. Киров, О.В. Ковальчук. Теплообмінник для пасивної частини системи аварійного охолодження активної зони ВВЕР-1000. Розглянуто використання теплообмінників на базі двофазних термосифонів. Проведено розрахункове дослідження роботи цих теплообмінників в режимах малої і великої течії. Показано, що вони в повному обсязі виконують покладене на них завдання при невеликому додатковому гідравлічному опорі, що вноситься в тракт потоку розчину борної кислоти від гідроємкості системи аварійного охолодження активної зони до реактора.

V.S. Kirov, A.V. Kovalchuc. Heat exchanger for the passive part of a cooling system of the VVER-1000 active section. Application of heat exchangers based on two-phase thermosiphons is considered. Calculation research of operation of such heat exchangers under small and large flow is conducted. It is shown that they fully do their job in terms of small additional pressure loss that is introduced into the flow path of boric acid solution from the water-tank of the emergency area cooling system to the reactor.

Для безопасной работы атомной электростанции необходимы системы, обеспечивающие ее надежное функционирование в любых режимах. Одной из таких систем является система аварийного охлаждения активной зоны (САОЗ), основная задача которой — своевременный залив активной зоны ядерного реактора в аварийной ситуации для перевода его в подкритическое состояние и охлаждение активной зоны.

После срабатывания САОЗ и поступления холодной воды в реактор возникают термоусталостные напряжения плакирующего слоя и конструкционных материалов реактора. Причина возникновения этих нежелательных последствий — низкая температура нагрева воды, сбрасываемой в реактор.

В первых проектах энергоблоков АЭС раствор борной кислоты в реактор подавался без предварительного подогрева. Эксплуатация показала ущербность такого решения. Позднее было предложено несколько вариантов решения этой проблемы, самыми интересными из которых были размещение эжектора по ходу трубопровода гидроаккумулирующая емкость (ГЕ) САОЗ — ядерный реактор, а также размещение теплообменного оборудования, исполняющего роль нагревателя.

В эксплуатацию был внедрен вариант с установкой электрических нагревателей в полости гидроемкостей, что, в свою очередь, связывало работу системы в режиме большой течи с бесперебойным подводом электроэнергии и дополнительной нагрузкой на дизель-генераторы. Кроме того, сами тэны занимают некоторый объем в сосуде, и тем самым, уменьшают объем для раствора борной кислоты.

Предлагаемый вариант рекомендует вернуться к идее с установкой выносного теплообменника, но работающего на основе двухфазного термосифона — нового направления в сфере теплообменных аппаратов, обладающего рядом преимуществ: малые габаритные размеры, малая инерционность, надежность конструкции.

Из инструкции по эксплуатации ГЕ САОЗ следует необходимость подачи раствора бора с температурой 90 °С в случае малой течи и температурой 150 °С в случае большой течи.

Мы предлагаем установить последовательно два теплообменника, в которых греющей средой является пар из коллектора собственных нужд, а нагреваемой — раствор бора из ГЕ САОЗ. Принципиальная схема соединения теплообменников с ГЕ САОЗ изображена на рис 1.

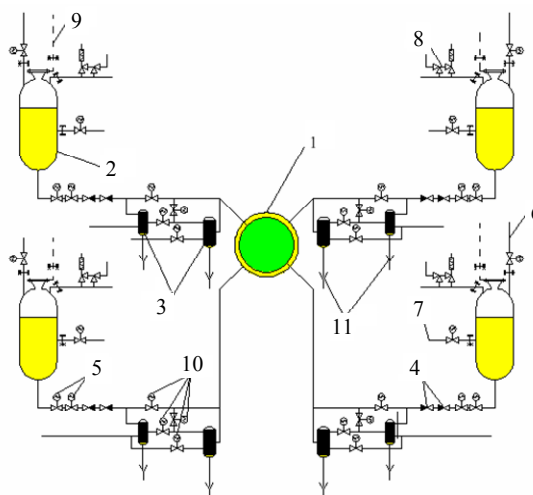


Рис. 1. Принципиальная схема соединения теплообменников с гидроемкостями САОЗ: 1 — реактор; 2 — гидроемкость САОЗ; 3 — двухфазные термосифоны; 4 — обратные клапаны; 5 — быстродействующие задвижки; 6 — подвод и отвод азота; 7 — заполнение гидроемкости раствором бора; 8 — предохранительные клапаны; 9 — контроль плотности; 10 — отсечная арматура; 11 — опорожнение гидроемкостей САОЗ

Тепловые трубы (ТТ) – высокоэффективные теплопередающие устройства, работающие по замкнутому испарительно-конденсационному циклу. Высокие коэффициенты теплопередачи обуславливаются молярным переносом теплоты фазового перехода промежуточного теплоносителя от источника теплоты к потребителю. Циркуляция двухфазного теплоносителя (в данном случае — вода под давлением) осуществляется за счет действия гравитационных сил.

При подводе теплоты от источника к зоне испарения промежуточный теплоноситель вскипает и пар перемещается по теплоизолированной зоне (если она необходима) к зоне конденсации, где отдает теплоту фазового перехода при конденсации потребителю. Конденсат под действием сил гравитации перемещается в зону испарения, замыкая процесс циркуляции промежуточного теплоносителя внутри ТТ. Высокие коэффициенты теплоотдачи при кипении и конденсации промежуточного теплоносителя обуславливают их высокие теплопередающие свойства.

Количество пара, необходимое для нагрева раствора борной кислоты, определяется на основе материальных и тепловых балансов теплообменников. Для расчета коэффициентов теплопередачи тепловой трубы необходимо рассчитать коэффициенты теплопередачи от подводящей тепло среды к кипящей жидкости и от конденсирующегося пара к раствору борной кислоты, а для этого необходимо рассчитать коэффициенты теплоотдачи от этих сред.

Для испарительного участка (зона конденсации греющего пара и кипения жидкости внутри тепловой трубки) расчет выполнялся по методике и формулам, приведенным в [1].

Расчет показал, что режим течения пленки в нижней части трубы турбулентный. Тогда критерий Рейнольдса будет рассчитываться по формуле

$$\text{Re} = \left(253 + 0,069 \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \text{Pr}^{0,5} (Z - 2300) \right)^{\frac{4}{3}} \quad (1)$$

где Re — критерий Рейнольда;

Pr — число Прандтля для конденсата;

Pr_c — число Прандтля для конденсата при температуре стенки;

Z — приведенная длина трубки, значение, характеризующее режим течения пленки.

При $Z < 2300$ режим течения пленки ламинарный, при $Z > 2300$ режим турбулентный;

Тогда, коэффициент теплоотдачи определяется по формуле [1]

$$\alpha = \frac{\text{Re}}{\Delta t H B}, \quad (2)$$

где Δt — разница температуры пара и температуры пленки, °C;

H — высота испарительного участка, м;

$B = \frac{4}{r\rho v}$ — комплекс;

r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг;

ρ — плотность конденсата, кг/м³;

v — кинематическая вязкость конденсата, м²/с;

Теплоотдача при кипении жидкости внутри ТТ рассчитывалась по формулам для случая кипения жидкости в большом объеме [2]

$$\text{Nu} = 2,63 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda \Delta t}{r \rho'' v} \right)^{1,86} \text{Pr}^{0,952}, \quad (3)$$

где Nu — критерий Нуссельта

Для участка конденсации пара внутри трубки (зона нагрева раствора борной кислоты) расчет коэффициента теплоотдачи определялся по формуле [3]

$$\text{Nu} = \frac{C}{2} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\left[1 + x_1 \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]^{0,5} + \left[1 + x_2 \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]^{0,5} \right), \quad (4)$$

где $C = 0,03$ — коэффициент, зависящий от материала трубки;

x_1, x_2 — паросодержание на выходе и на входе внутритрубного участка;

Теплоотдача при движении жидкости в поперечном сечении трубного пучка рассчитывалась по формуле [1]

$$\text{Nu} = C \text{Re}^{0,6} (\text{Pr}_c)^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_c}{\text{Pr}} \right)^{0,25} \varepsilon_s, \quad (5)$$

где $C = 0,41$ — для шахматного расположения трубок;

$\varepsilon_s = 1,02426$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние относительных шагов;

Коэффициент теплопередачи от греющего пара к кипящей жидкости (зона подвода теплоты к ТТ) определяется по формуле [3]

$$K_1 = \frac{\pi H_{\text{исп}}}{\frac{1}{\alpha_{1\text{ev}} d_{\text{п}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ж}}} \text{Ln} \frac{d_{\text{п}}}{d_{\text{н}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \text{Ln} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{н}} - \delta} + \frac{1}{\alpha_{2\text{ev}} (d_{\text{н}} - \delta)}}, \quad (6)$$

где $\lambda_{\text{ж}}$ — теплопроводность конденсата;

δ — толщина стенки, м;

$\lambda_{\text{ст}}$ — теплопроводность стенки, Вт/м·К;

$\alpha_{1\text{ev}}, \alpha_{2\text{ev}}$ — коэффициенты теплоотдачи от пара к пленке конденсата и от кипящей жидкости к стенке, Вт/м²·К, соответственно;

$d_{\text{п}}, d_{\text{н}}$ — диаметр пленки жидкости и наружный диаметр стенки трубки, м.

Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара рабочей жидкости к нагреваемому раствору бора рассчитывается по формуле [3]

$$K_2 = \frac{\pi H_{\text{конд}}}{\frac{1}{\alpha_{2\text{ec}} d_{\text{н}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \text{Ln} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{н}} - \delta} + \frac{1}{\alpha_{1\text{ec}} (d_{\text{н}} - \delta)}}, \quad (7)$$

где $\alpha_{1ec}, \alpha_{2ec}$ — коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара внутри трубки к внутренней стенке трубки и от нагреваемого раствора бора к наружной стенке трубки, Вт/м²К, соответственно.

Коэффициент теплопередачи для всей тепловой трубы

$$k_e = \left(\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} \right)^{-1}. \quad (8)$$

Количество тепла, передаваемое одной тепловой трубкой.

$$Q_{TT} = k_e \times (t_1 - t_2), \quad (9)$$

где, t_1 — температура насыщения греющего пара, °С.

t_2 — средняя температура между входом и выходом раствора бора в теплообменнике, °С.

Расчетный коэффициент теплопередачи дал возможность определить количество тепла, передаваемое одной трубкой. Зная общее количество передаваемого тепла (из теплового баланса) можно определить количество трубок в теплообменниках. Задаваясь шагом между трубками, длиной трубки, количеством трубок, был скомпонован теплообменник (рис. 2).

Зная геометрические характеристики и расходы сред в теплообменнике можно рассчитать потери давления на пути движения раствора борной кислоты. Потери давления в теплообменнике по ходу раствора борной кислоты определяются как [4]

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{вих} + \Delta P_{вх} + 3 \Delta P_{хода} + 2 \Delta P_{пов}. \quad (10)$$

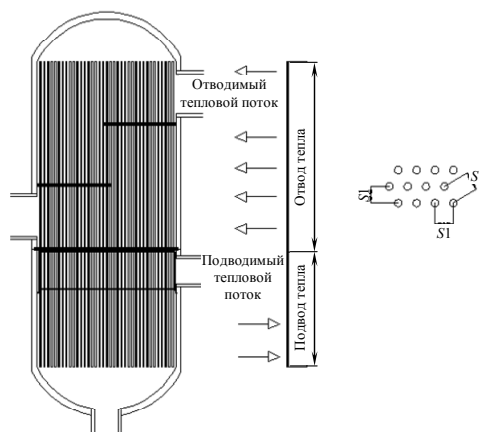


Рис. 2. Конструктивная схема теплообменников и их геометрическая характеристика

Расчетное исследование проводилось для трех разных наружных диаметров тепловой трубки: 10 мм, 8 мм, 6 мм. Определено, что с изменением диаметра трубки изменяются критические скорости встречных потоков пара и стекающей пленки конденсата (критическая нагрузка трубки термосифона) [5, 6]. Критическая массовая скорость пара внутри трубки термосифона в расчетном исследовании определялась в соответствии с эмпирическими зависимостями, полученными на основе обобщений результатов экспериментов [5, 6]. Результаты расчетов в представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчетов теплообменников САОЗ с ТТ

Наружный диаметр тр., мм	6		8		10	
	1	2	1	2	1	2
Номер теплообм.	15	13	20	17,3	25	21,65
Поперечный и продольный шаги трубки, мм						

Диаметр трубной доски, мм	608	938	743	1165	873	1417
Высота испарительного участка, мм.	800		800		800	
Высота конденсатного участка, мм.	1200		1200		1200	

С уменьшением диаметра трубок количество их возрастало (рис. 3), а диаметр теплообменника (диаметра трубной доски) уменьшался (рис. 4). Расчет проводился при неизменных длинах трубчатки теплообменников равных двум метрам. Выбор такой длины выполнен из условий компоновки оборудования в гермооболочке реакторного отделения. Высота испарительного участка принята равной 800 мм, а конденсатного участка — 1200 мм. Такие размеры были приняты нами из условий обеспечения максимальной тепловой нагрузки теплообменников при условии докритических скоростей пара в трубках. Результаты расчета в графической форме представлены на рис 3...5.

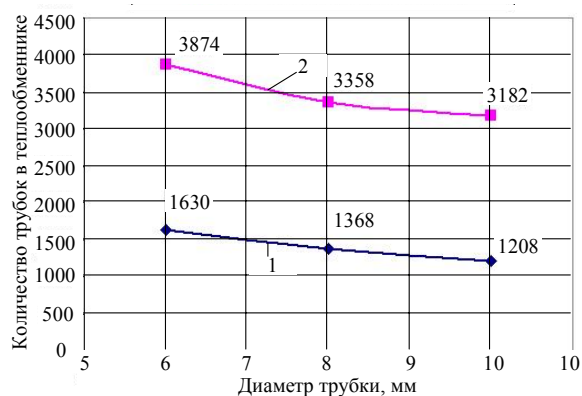


Рис. 3. Зависимость количества трубок в теплообменниках 1 и 2 от наружного диаметра трубки

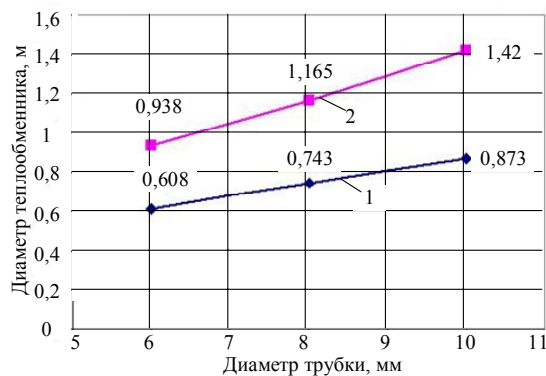


Рис. 4. Зависимость диаметра теплообменника от наружного диаметра трубки при диаметрах трубной доски в теплообменниках 1 и 2

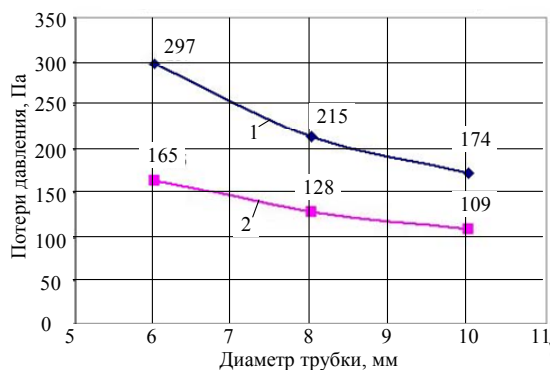


Рис. 5. Потери давления в теплообменниках 1 и 2 на участке подогрева раствора борной кислоты

Расчеты показали, что для нормальной работы пассивной части системы САОЗ необходимы два теплообменника, габариты которых представлены на рисунке 2. При малых течах работает только теплообменник № 1. При больших течах — работают оба теплообменника.

Установка таких теплообменников позволяет обеспечить работу пассивной части САОЗ в режимах установленных проектом. Теплообменники предлагается разместить в помещении Г 407/А реакторного отделения, в котором можно выполнить обвязку трубопроводов в соответствии с рисунком 1. Полученные расчетные потери давления показывают, что они не окажут существенного влияния на работу системы в целом.

Литература

1. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. — Изд. 5-е, перераб. и доп.— М.: Атомиздат, 1979. — 416 с.
2. Андреев П.А. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок: Учеб. / Андреев П.А., Гремилов Д.И., Федорович Е.Д. — Л.: Судостроение, 1969. — 352 с.
3. Галин Н.М. Тепло-массообмен (в ядерной энергетике): Учеб. пособие для вузов / Галин Н.М., Кириллов П.Л. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 376 с.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — Изд. 2-е. — М.: Энергоатомиздат, 1975. — 464 с.
5. Безродный М.К. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике / Безродный М.К., Волков С.С., Мокляк В.Ф.— К.: Выща шк., 1991. — 226 с.
6. Безродный М.К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах / Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. — К.: Факт, 2003. — 480 с.

Поступила в редакцию 22 января 2007 г.