

## Обоснование выбора схемного решения и геометрических параметров СПОТ ГО ВВЭР-1000

Обосновывается выбор схемного решения и геометрических параметров системы пассивного отвода тепла от герметичной оболочки (СПОТ ГО) ВВЭР-1000 на основе двухфазного термосифона. Выполнено расчетное моделирование контура СПОТ ГО с использованием теплогидравлического кода RELAP5/MOD3.4. Рассмотрены и проанализированы три варианта термосифона: ординарный двухфазный, с L-образной трубой, кольцевой двухфазный; степень заполнения контура варьировалась от 0,1 до 0,8, угол наклона — от 5 до 90°. Расчеты проводились как для трубчатых, так и для пластинчатых поверхностей теплообмена.

**Ключевые слова:** система пассивного отвода тепла; защитная оболочка; двухфазный термосифон; атомная электрическая станция; реакторная установка; водо-водяной энергетический реактор.

**Х. М. Наффаа, В. О. Дубковський**

### Обґрунтування вибору схемного рішення і геометричних параметрів СПОТ ГО ВВЕР-1000

Обґрунтовується вибір схемного рішення та геометричних параметрів системи пасивного відведення тепла від герметичної оболонки (СПОТ ГО) ВВЕР-1000 на основі двофазного термосифона. Виконано розрахункове моделювання контуру СПОТ ГО з використанням теплогідравлічного коду RELAP5/MOD3.4. Розглянуто й проаналізовано три варіанти термосифона: ординарний двофазний, з L-подібною трубою, кільцевий двофазний; ступінь заповнення контуру варіювався від 0,1 до 0,8, кут нахилу — від 5 до 90°. Розрахунки проводилися як для трубчастих, так і для пластинчастих поверхонь теплообміну.

**Ключові слова:** система пасивного відведення тепла; захисна оболонка; двофазний термосифон; атомна електрична станція; реакторна установка; водо-водяний енергетичний реактор.

© Х. М. Наффаа, В. А. Дубковский, 2014

Использование пассивных систем отвода тепла от защитной оболочки ядерных реакторов (ЗО) — одно из основных направлений развития проектирования ЗО для будущих поколений АЭС, что отражено в документе МАГАТЭ IAEA-TECDOC-752 «Статус передовых систем ЗО для будущих поколений водяных реакторов» [1].

Потеря всех аварийных источников электроэнергии на АЭС «Фукусима-1» из-за воздействия цунами, вызванного землетрясением 11 марта 2011 года, стала причиной развития тяжелых аварий с повреждением топлива и корпусов реакторов, а затем и защитных оболочек реакторов на трех энергоблоках. Потеря всех барьеров безопасности привела к выбросу значительного количества радионуклидов в окружающую среду, в результате чего аварии был присвоен 7-й, высший уровень по международной шкале INES [2]. Для обеспечения полного отвода тепла от ЗО пассивные системы должны обеспечивать выполнение своих функций независимо от внешних источников электроэнергии, т. е. использовать природные силы, такие как гравитация [3].

В последних проектах современных АЭС имеется отдельная пассивная система для охлаждения гермообъема ядерного реактора. Однако для охлаждения защитной оболочки реакторной установки (РУ) с ВВЭР эти системы неприменимы из-за особенностей компоновки или имеют ряд недостатков, например ограничение ресурса охлаждения [4]. Поэтому актуальна задача создания систем пассивного отвода остаточных тепловыделений (СПОТ ГО) и внедрение ее на действующих энергоблоках АЭС, а также в проектах перспективных РУ, которые не имели бы указанных недостатков. Для ее решения предлагается схема СПОТ ГО с испарительно-конденсационными устройствами замкнутого типа — низкотемпературными кольцевыми двухфазными термосифонами (ДТС).

Расчетное моделирование контура СПОТ ГО выполнено с использованием теплогидравлического кода RELAP5/MOD3.4.

Для определения эффективности СПОТ ГО при расчете параметров ГО при запроектных авариях необходимо в первую очередь обосновать выбор ее схемного решения и параметров. Обзор экспериментальных данных по исследованию влияния различных параметров двухфазного термосифона на его эффективность позволяет выделить два основных параметра ДТС — степень заполнения и угол наклона.

Например, в работе [5] показано, что термосифон, заполненный R115, имеет лучшие показатели при наклоне под углом около 50° к вертикали. Количество жидкости в термосифоне было таким, что испаритель всегда оставался заполненным жидкостью.

В [6] исследовались интерактивное влияние угла наклона (от 10 до 90° к горизонтали) и соотношения степени заполнения (5–100 %) для ДТС без адиабатической секции. Нагрев и охлаждение проводились с помощью водяной рубашки: для испарителя — с температурой до 85 °С, для конденсатора — с температурой до 25 °С. Согласно полученным результатам, для обеспечения высокой производительности степень заполнения водой должна находиться в пределах 25...60 %, а в случае использования этанола — 40...75 %; угол наклона должен составлять 20...40° для воды и больше 5° — для этанола.

Результаты исследования [7] показали, что производительность зависит от типа жидкости, а не от коэффициента заполнения. Эксперименты проводились с коэффициентом заполнения 0,5...1,0, температурой пара от 0...30 °С и углом наклона 0...90°.

Авторы работы [8] ставили своей целью определение предела максимальной производительности наклонного ДТС, заполненного этанолом, R113 и R123. По их данным, производительность не зависит от числа Бонда.

В [9] было установлено, что для термосифона, заполненного R-22 при низкой тепловой нагрузке (100...300 Вт), степени заполнения 30...100 % и угле наклона 22,5...90° оптимальное заполнение равно 50 %, а лучший угол наклона — 30°.

В [10] показано, что эффективность заполненных водой медных фитильных тепловых труб сильно зависит от угла наклона тепловой трубы и температуры источника тепла. Наиболее эффективны углы наклона между 45 и 90°.

**Выбор схемного решения СПОТ ГО.** При расчете элементов СПОТ ГО рассматривались три варианта.

1. *Использование ординарных двухфазных термосифонов (ОДТС).* Каждый ОДТС представляет собой отрезок вакуумированной и герметизированной цилиндрической трубы, частично заполненной водой. Одна часть трубы находится внутри ГО, а вторая выведена через стенку ГО наружу. Первая часть трубы — испаритель, вторая — конденсатор. При работе тепло с ГО через стенку испарительного участка ОДТС подводится к охлаждающей жидкости — воде. Вода испаряется и превращается в водяной пар, который конденсируется на стенках конденсаторного участка ОДТС. Тепло конденсации передается через стенку конденсационного участка ОДТС конечному поглотителю, которым может служить атмосферный воздух или вода. Преимущество такого решения — простота конструкции, недостаток — ограничения, накладываемые на компоновочное решение. Здесь можно рассматривать три предельных случая

а) ОДТС размещается вертикально и выводится наружу через верхнюю купольную часть ГО, что обеспечивает возврат конденсата в испарительную часть самотеком. В то же время при использовании ОДТС малого диаметра возврат конденсата будет затруднен противоточным движением воды и водяного пара, что ограничит возможность использования труб малого диаметра при уменьшении отношения площади боковой поверхности трубы к ее объему ( $S_{бок}/V_{тр}$ ). Кроме того, противоточное движение фаз в трубе малого диаметра приводит к возникновению неустойчивости и осцилляций расходов и тепловых потоков, передаваемых из ГО конечному поглотителю. Еще один недостаток — низкий коэффициент теплопередачи из-за низкой скорости атмосферного воздуха при размещении сборки ОДТС в купольной части. В случае использования бака с водой необходимо размещать весь запас воды на крыше ГО, что нежелательно с точки зрения большой статической загрузки; к тому же для заполнения бака водой нужен мощный насос;

б) ОДТС размещается в цилиндрической части ГО с незначительным уклоном. В этом случае недостатком является малый гидростатический напор, который возвращает конденсат из конденсационного участка в испарительный при большой тепловой нагрузке. Возможно также запаривание конденсата, обусловленное противотоком фаз. Решение проблемы запаривания конденсата требует увеличения диаметра, что приведет к уменьшению отношения  $S_{бок}/V_{тр}$ , как и в предыдущем случае;

в) ОДТС размещается с наклоном около 45° (промежуточный случай). Основные недостатки те же, что и в двух предыдущих случаях: запаривание потоков при противоточном движении фаз, неустойчивость при осцилляции и ограничение тепловой эффективности. Кроме того, расчеты показывают сильную зависимость эффективности ОДТС от степени заполнения.

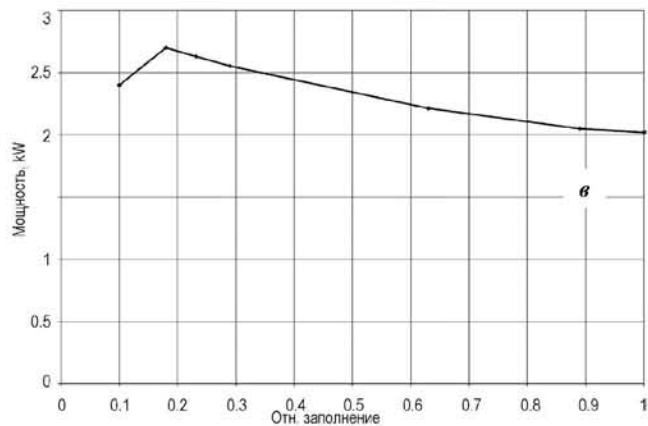
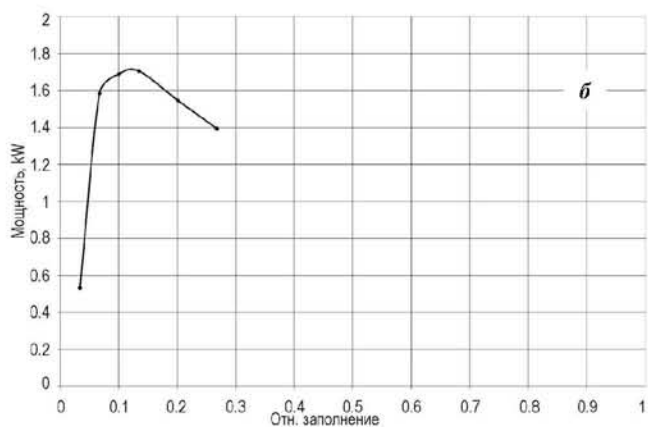
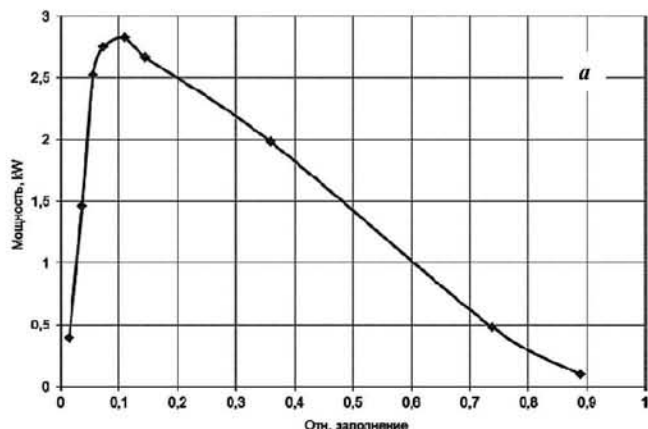


Рис. 1. Отводимая мощность как функция относительного заполнения испарителя:  
а — ординарный термосифон; б — L-образный термосифон;  
в — кольцевой термосифон (контур)

На рис. 1, а приведена зависимость мощности одной трубы ОДТС с вертикальным расположением труб от степени заполнения. Как видим, оптимальная тепловая эффективность достигается в очень узкой области. Кроме того, зависимость передаваемой мощности от степени заполнения не имеет монотонного характера.

2. *Использование термосифонов с L-образной трубой (L-ДТС).* Данный вариант рассматривался для решения проблемы низкого гидростатического напора

при размещении ОДТС с маленьким углом наклона. При этом горизонтальный испарительный участок с небольшим уклоном расположен внутри ГО, а вертикальный конденсационный — за пределами ГО параллельно боковой цилиндрической стенке.

На рис. 1, б показана зависимость отводимой мощности одной L-образной трубы от степени заполнения. Как видим, оптимальная тепловая эффективность, аналогично предыдущей схеме, достигается в очень узкой области. Преимущество данной схемы по сравнению с ОДТС с маленьким наклоном — меньшая степень осцилляции потоков. Однако при тех же геометрических характеристиках передаваемая мощность одной трубы L-ДТС почти в 1,5 раза меньше, чем в вертикальных ДТС. Причина этого заключается в наличии дополнительного гидравлического сопротивления на линии изгиба трубы. Кроме того, в месте изгиба происходит изменение режима течения пароводяной смеси с периодическим запираемостью потоков. Таким образом, несмотря на оптимальное размещение ДТС как внутри, так и снаружи ГО, от данной схемы пришлось отказаться.

3. *Использование кольцевого двухфазного термосифона (КДТС).* Данная схема содержит испаритель и конденсатор, паропровод и линию конденсата. На рис. 1, в приведена зависимость отводимой мощности от относительной степени заполнения.

Основные преимущества:

- независимость от угла наклона, поскольку испарительную и конденсационную секции можно расположить под оптимальными углами без ущерба для эффективности работы системы;

- слабая чувствительность передаваемой мощности к относительному заполнению контура и испарителя;

- устойчивость в работе;

- при одинаковых габаритах использование щелевых каналов со значительным удлинением и малым гидравлическим диаметром позволяет в 5–7 раз повысить тепловую эффективность по сравнению с трубчатыми теплообменниками благодаря большему значению  $S_{бок}/V_{тр}$ .

**Определение оптимальной степени заполнения испарителя.** Общая тенденция изменения максимальной отводимой мощности состоит в ее смещении в область меньшего относительного заполнения испарителя при снижении температуры греющей среды. Если для КДТС с пластинчатыми испарителями и конденсаторами допустить, что температура конечного поглотителя составляет +50 °С, то, как показывает расчет, при температуре воздуха в ГО +90 °С максимальная отводимая мощность на одну пластинку равна 7,17 кВт при относительной степени заполнения 19 % (рис. 2, а). При этом, как при увеличении, так и при снижении степени заполнения испарителя, отводимая мощность в ГО снижается, и при степени заполнения 25 % составляет 6,94 кВт.

С повышением температуры в ГО до 120 °С оптимальное заполнение составляет 20 % (рис. 2, б), максимальная отводимая мощность — 13,1 кВт на одну пластинку. С повышением температуры в ГО до 150 °С (рис. 2, в) максимальная отводимая мощность достигает 19 кВт на одну пластинку при 23 % заполнения. Дальнейшее увеличение степени заполнения испарителя вплоть до 65 % практически не влияет на отводимую мощность.

Аналогичная закономерность наблюдается и для трубчатых теплообменников. Таким образом, учитывая, что в аварийных условиях максимальная температура в ГО не должна превышать предельного проектного значения +150 °С, задача состоит в достижении максимальной

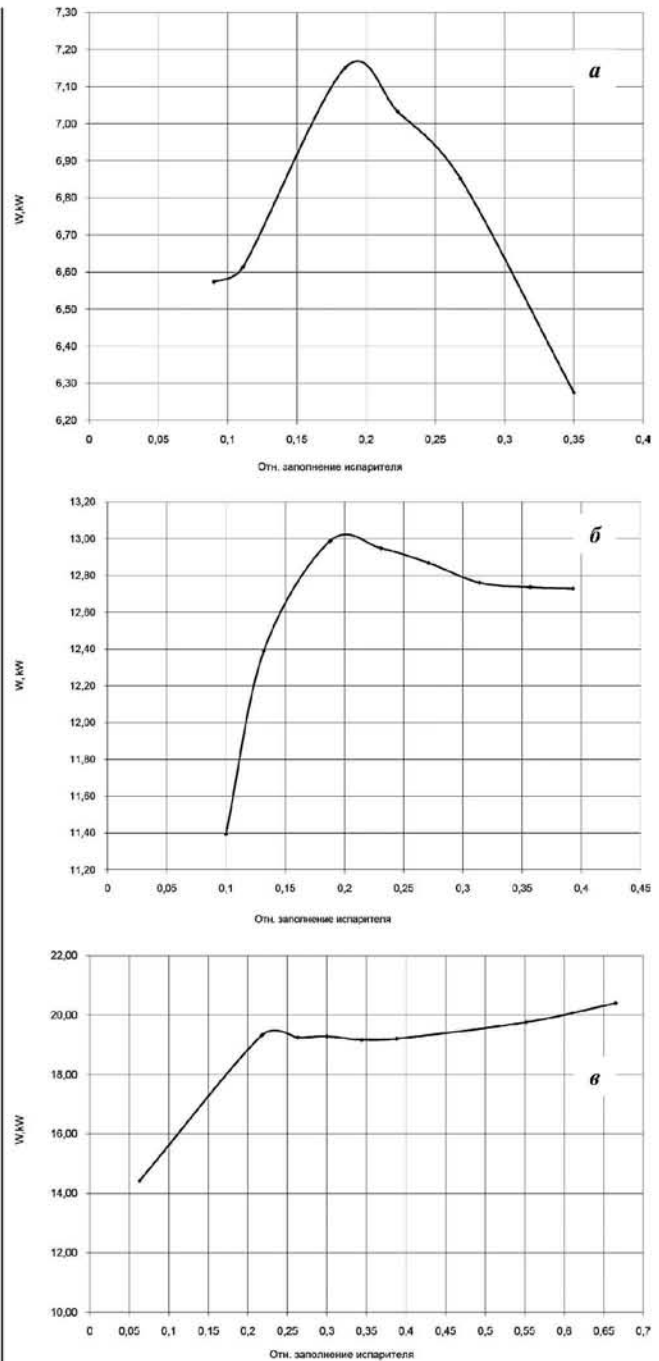


Рис. 2. Кольцевой термосифон (контур). Отводимая мощность как функция относительного заполнения испарителя при температуре воздуха в ГО: а — 90 °С; б — 120 °С; в — 150 °С

эффективности работы СПОТ ГО в диапазоне температур от 100 до 150 °С. Исходя из этого можно принять для расчета СПОТ ГО степень заполнения равной 25 %, причем отклонение от максимального значения отводимой мощности для трех случаев не превышает 10 % в области низких температур (до 90 °С) и 5 % — в области высоких температур (120..150 °С).

**Определение оптимального угла наклона испарительных каналов.** Расчеты показывают, что для трубчатых теплообменников оптимальный угол наклона испарительных каналов находится в диапазоне 45...50°. При смещении этого диапазона как вправо (вертикальное расположение труб), так и влево (горизонтальное расположение труб), тепловая эффективность снижается (рис. 3, а, б).

Однако в области углов наклона от 50 до 90° снижение эффективности незначительное (менее 5%). Основной

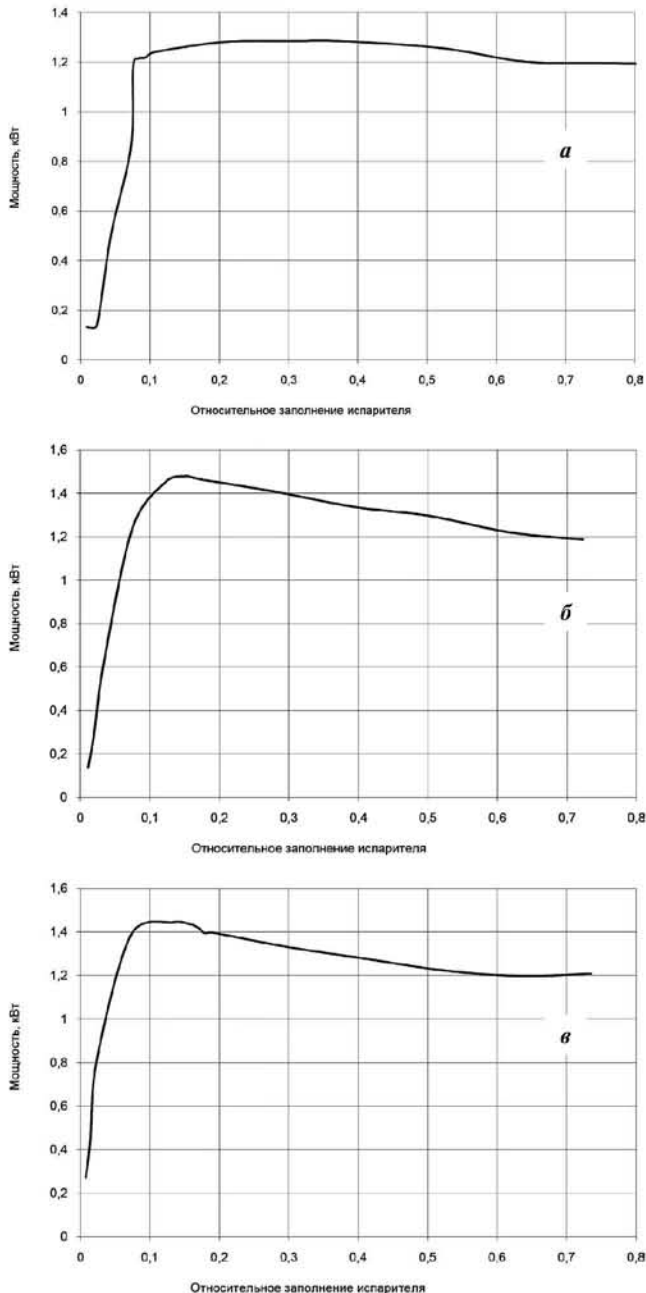


Рис. 3. Кольцевой термосифон с трубчатым испарителем. Отводимая мощность как функция относительного заполнения испарителя при угле наклона: а — 5° (горизонтальное расположение труб); б — 45°; в — 90° (вертикальное расположение труб)

отрицательный эффект проявляется в большей зависимости эффективности от степени заполнения, возрастает также неустойчивость течения, которая выражается в колебании расходов (рис. 3, в).

Из рисунков видно, что в области малых углов наклона эффективность снижается более существенно — до 10...12%. Но при этом уменьшается чувствительность к степени заполнения. Например, для трубчатого теплообменника, набранного из труб 16×1,5 мм и расположенного под углом 5° к горизонту, эффективность остается практически неизменной при изменении степени заполнения от 20 до 40%. Для пластинчатых теплообменников со щелевыми каналами тепловая эффективность практически не меняется при углах наклона 45...90°, что является еще одним доводом в пользу выбора пластинчатых теплообменников.

**Сравнение вариантов КДТС с трубчатыми и пластинчатыми испарителями.** При разработке расчетной модели СПОТ ГО было выполнено расчетное моделирование контуров с трубчатыми и пластинчатыми теплообменниками испарителей. В частности, были рассмотрены следующие размеры труб (диаметр×толщина стенки, мм): 4×0,5, 12×1,0, 16×1,5 и 25×2,5. Для каждого варианта, в свою очередь, анализировалось влияние углов наклона тепловых трубок (5, 45 и 90°) и исследовалась зависимость эффективности от степени заполнения, т. е. выполнялась оптимизация конструктивных параметров контура термосифона.

Поскольку одна из основных задач — устойчивый запуск СПОТ ГО при условии, что параметры в ГО еще не успели достигнуть максимальных проектных значений, были приняты следующие граничные условия: температура конечного поглотителя находится в пределах 50...70 °С, а температура в ГО составляет +90 °С. При этом предполагалось, что в начальный момент времени циркуляция теплоносителя в контуре СПОТ отсутствует.

В результате расчетов установлено, что использование трубок малого диаметра при сохранении постоянных габаритов испарительных секций (2,5×2,5×0,25 м) позволяет повысить тепловую эффективность за счет увеличения общей теплообменной поверхности посредством увеличения количества трубок. В расчете принималась, что трубный пучок имеет треугольную решетку с отношением  $h/d=2$ , где  $d$  — внешний диаметр трубок,  $h$  — расстояние между осями соседних трубок (шаг решетки). В то же время с уменьшением диаметра трубок увеличивается чувствительность системы к степени заполнения и возрастает неустойчивость течения двухфазного потока в теплообменных трубках. Это означает, что использование теплообменных трубок диаметром меньше 16 мм нецелесообразно, поскольку приводит к температурным и механическим напряжениям в трубках и местах закрепления труб.

Использование труб большого диаметра снижает полную тепловую эффективность испарительных секций, поскольку для трубчатых теплообменников тепловой поток  $q$  прямо пропорционален отношению коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  к диаметру  $d$ , т. е.  $q \sim \alpha/d$ , тогда как для пластинчатых  $q \sim \alpha$ . А главное заключается в том, что при прямоугольном сечении канала, где ширина канала намного больше, чем глубина (35×4 мм), реализуется двухмерное течение теплоносителей. Это устраняет эффект ограничения расхода жидкости и пара при противотоке, повышая устойчивость жидкой пленки на внутренней поверхности канала испарителя, и способствует достижению высоких значений коэффициента теплоотдачи.

Поскольку температура пароводяной смеси в любой точке контура кольцевого ДТС в течение всего времени остается менее +100 °С, термосифонный контур СПОТ постоянно находится под разрежением как по отношению к гермообъему, так и по отношению к окружающей среде. Это исключает выход активности из-под ГО в окружающую среду при возникновении неплотностей в любой точке контура ДТС.

### Выводы

1. Среди рассмотренных типов термосифонов наиболее эффективны кольцевые двухфазные термосифоны. Их основные преимущества: очень слабая зависимость от величины угла наклона; слабая чувствительность передаваемой мощности к относительному заполнению контура; устойчивость в работе.

2. Для трубчатых теплообменников оптимальный угол наклона испарительных каналов, как показали расчеты, находится в диапазоне 45...50°. При смещении этого диапазона как вправо, так и влево, тепловая эффективность снижается. Однако в области углов наклона от 50 до 90° снижение эффективности по сравнению с оптимальной незначительно (менее 5 %).

3. Как для трубчатых, так и для пластинчатых теплообменников испарителей оптимальное значение степени заполнения находится между 0,2...0,25 вне зависимости от значения температуры внутри ГО.

4. Пластинчатые теплообменники более эффективны по сравнению с трубчатыми при одинаковых габаритах благодаря щелевым каналам со значительным удлинением и малым гидравлическим диаметром и большему отношению площади боковой поверхности канала к его объему  $S_{бок}/V_{тр}$ .

### Список использованной литературы

1. Status of Advanced Containment Systems for Next Generation Water Reactors. IAEA TECDOC 752. — Vienna : IAEA, 1994. — 82 p.
2. Fukushima Nuclear Accident Analysis Report / Tokyo Electric Power Company, 2011. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [http://www.tepco.co.jp/en/press/corp-com/release/betu11\\_e/images/111202e13.pdf](http://www.tepco.co.jp/en/press/corp-com/release/betu11_e/images/111202e13.pdf). Wednesday, 12 September 2012, 16:48:02.
3. Passive Safety Systems and Natural Circulation in Water Cooled Nuclear Power Plants. IAEA-TECDOC-1624. — Vienna : IAEA, 2009. — P. 89—100.
4. Наффаа Х. М. Пассивные системы охлаждения защитных оболочек реакторных установок / Х. М. Наффаа, И. И. Свириденко, Д. В. Шевелев // 36. науч. праць СНУЯЭтаП. — Севастополь : СНУЯЭтаП, 2012. — Вып. 2(42). — С. 46—55.
5. Hahne E., Gross U. The influence of the inclination angle on the performance of a closed two-phase thermosyphon // Heat Recovery Systems. — 1981. — Vol. 1. — P. 267—274.

6. Negishi K., Sawada T. Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon // Int. J. Heat and Mass Transfer. — 1983. — Vol. 26. — P. 1207—1213.

7. Payakaruk T., Terdtoon P., Ritthidech S. Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operating conditions // Applied Thermal Engineering. — 2000. — Vol. 20. — P. 781—790.

8. Nitipong S., Terdtoon P., Tantakom P., Polchai A. A performance limit model of an inclined two-phase closed thermosyphon // Proc. 6IHPS, Thailand, 2000. — P. 258—268.

9. Shalaby M. A., Araid F. F., Sultan G. I., Awad M. M. Heat transfer performance of a two-phase closed thermosyphon // Proc. 6IHPS, Thailand, 2000. — P. 269—278.

10. Gurses A. C., Cannistraro C., Tezcan L. The inclination effect on the performance of water-filled heat pipes // Renewable Energy. — 1991. — Vol. 1. — P. 667—674.

### References

1. Status of Advanced Containment Systems for Next Generation Water Reactors. IAEA TECDOC 752. — Vienna : IAEA, 1994. — 82 p.
2. Fukushima Nuclear Accident Analysis Report / Tokyo Electric Power Company, 2011. [Electronic resource]. — Access mode: [http://www.tepco.co.jp/en/press/corp-com/release/betu11\\_e/images/111202e13.pdf](http://www.tepco.co.jp/en/press/corp-com/release/betu11_e/images/111202e13.pdf). Wednesday, 12 September 2012, 16:48:02.
3. Passive Safety Systems and Natural Circulation in Water Cooled Nuclear Power Plants. IAEA-TECDOC-1624. — Vienna : IAEA, 2009. — P. 89—100.
4. Naffaa Kh. M. Passive cooling system of NPP protective covers / Kh. M. Naffaa, I. I. Svyrydenko, D. V. Shevelev // Proc. scientific Papers of SNLYaEiP. — Sevastopol, 2012. — Vol. 2 (42). — P. 46—55.
5. Hahne E., Gross U. The influence of the inclination angle on the performance of a closed two-phase thermosyphon // Heat Recovery Systems. — 1981. — Vol. 1. — P. 267—274.
6. Negishi K., Sawada T. Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon // Int. J. Heat and Mass Transfer. — 1983. — Vol. 26. — P. 1207—1213.
7. Payakaruk T., Terdtoon P., Ritthidech S. Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operating conditions // Applied Thermal Engineering. — 2000. — Vol. 20. — P. 781—790.
8. Nitipong S., Terdtoon P., Tantakom P., Polchai A. A performance limit model of an inclined two-phase closed thermosyphon // Proc. 6IHPS, Thailand, 2000. — P. 258—268.
9. Shalaby M. A., Araid F. F., Sultan G. I., Awad M. M. Heat transfer performance of a two-phase closed thermosyphon // Proc. 6IHPS, Thailand, 2000. — P. 269—278.
10. Gurses A. C., Cannistraro C., Tezcan L. The inclination effect on the performance of water-filled heat pipes // Renewable Energy. — 1991. — Vol. 1. — P. 667—674.

Получено 29.06.2014.