

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ МНОГОКОНТУРНЫХ СИСТЕМ РАСХОЛАЖИВАНИЯ ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Для повышения безопасности эксплуатации энергетических установок в аварийных ситуациях, таких как ядерные, судовые, химические целесообразно системы теплоотвода выполнять многоконтурными с естественной циркуляцией теплоносителей. Применение

теплообменного оборудования на основе тепловых труб (ТТ) и двухфазных термосифонов (ДТС) в этих системах обеспечивает эффективный теплоперенос и надежно разделяет среды смежных контуров.

Задачей настоящей работы является

определение комплексов для оценки эффективности переноса теплоносителей для ТТ и ДТС, работающих при различных температурных диапазонах и тепловых нагрузках. Решение поставленной задачи выполнено на основе анализа аналитических и экспериментальных исследований с учетом гидродинамических ограничений и факторов теплопереноса.

На рис. 1 изображена принципиальная схема системы расхолаживания ядерной энергетической установки (ЯЭУ), состоящей из каскада последовательно расположенных контуров теплопередачи: конвективного первого контура, сборки двухфазных ординарных ДТС, кольцевого ДТС и внешнего конвективного контура, расположенного в выносной емкости расхолаживания [1]. В таких многоконтурных системах каждый теплопередающий контур работает в своем диапазоне температур и тепловых нагрузок. Выбор промежуточного теплоносителя для ДТС подобной системы необходимо производить исходя как из общих условий эксплуатации установки, так и из соответствующего температурного диапазона данного контура.

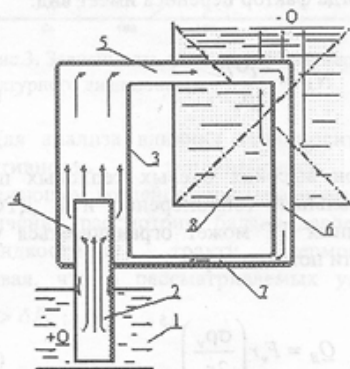


Рис. 1. Схема многоконтурной системы расхолаживания ЯЭУ:

- 1 - первый контур;
- 2 - ординарный ДТС;
- 3 - кольцевой ДТС;
- 4 - испаритель кольцевого ДТС;
- 5 - паровой транспортный участок;
- 6 - конденсатор кольцевого ДТС;
- 7 - конденсатный транспортный участок;
- 8 - емкость.

Проведенные экспериментальные исследования представленной термосифонной системы в диапазоне рабочих температур первого контура от 50 до 340 °С и плотностей тепловых потоков: радиального  $q_r$  до 280 кВт/м<sup>2</sup> и осевого  $q_z$  до

27000 кВт/м<sup>2</sup>, позволили определить рабочие температурные диапазоны термосифонных контуров. Они составляют: для сборки ординарных ДТС – 70...290°С, для кольцевого ДТС – 54...165°С.

Известные комплексы для оценки эффективности теплопереноса различных теплоносителей зависят от их теплофизических свойств и отличаются по составу входящих в них теплофизических характеристик [2-4]. Эти различия обусловлены конструктивными особенностями, а также эксплуатационными и гидродинамическими условиями работы ТТ. Для теплопередающих устройств, работающих, например, в высокотемпературном диапазоне при тепловых нагрузках, близких к критическим, такими условиями являются различного рода гидродинамические ограничения: по срыву стекающей пленки конденсата, по уносу капель потоком пара и т.д. Следовательно, используемые в подобных устройствах теплоносители должны отвечать требованиям обеспечения максимального теплопереноса в осевом направлении.

Стационарные и судовые условия эксплуатации ЯЭУ позволяют использовать силы гравитации для обеспечения циркуляции теплоносителей. В этом случае гравитационная составляющая является доминирующей в движущем потенциале циркуляции и гидродинамические ограничения при умеренных тепловых потоках, характерных для традиционных теплообменников, не будут определяющими. Поэтому при выборе теплоносителя, например, для ДТС, использующих гравитацию и работающих при тепловых нагрузках  $q_r < 2 \times 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> (стационарные регенеративные и утилизационные теплообменники, судовые и стационарные масло- и воздухоохладители), определяющими следует считать процессы радиального теплопереноса в зонах подвода и отвода теплоты.

При неизменных режимных и геометрических характеристиках термосифонов более интенсивному теплообмену соответствуют минимальные перепады температур на участках испарения и конденсации. Из уравнения теплопередачи перепад температур по длине ДТС без учета термического сопротивления стенки корпуса выражается:

$$\Delta t = \bar{t}_u - \bar{t}_k = Q \left( \frac{\delta_u}{F_u \lambda_u} - \frac{\delta_k}{F_k \lambda_k} \right) \quad (1)$$

Толщина пленки жидкости  $\delta$  будет зависеть от количества циркулирующего в ДТС теплоносителя и его теплофизических свойств. Используя теорию Нуссельта для случая ламинарного течения пленки на вертикальной стенке, можно определить толщину пленки как в зоне конденсации, так и в зоне испарения (обратная задача). Однако выражение, предложенное Нуссельтом [5], содержит температурный напор и неудобно для анализа влияния теплофизических свойств теплоносителя на величину перепада температур по длине ДТС.

При вычислении коэффициентов теплоотдачи по формуле Нуссельта используется осредненное значение толщины пленки, поэтому для ее определения можно использовать зависимость для свободно стекающей ламинарной пленки постоянной толщины, полученную при совместном решении уравнений движения, неразрывности и теплоотдачи [6]:

$$\delta = \sqrt{\frac{3Q\mu_\ell}{\pi d_{\text{сн}} g r \rho_\ell^2}} \quad (2)$$

Анализ уравнения (1) с учетом уравнения (2) показывает, что при неизменных геометрических характеристиках термосифона падение температуры в нем пропорционально следующим величинам:

$$\Delta t \sim \frac{Q^{4/3} \mu_\ell^{1/3}}{\lambda_\ell \rho_\ell^{2/3} r^{1/3}} \quad (3)$$

Поэтому для двухфазных термосифонов фактор теплопереноса теплоносителя имеет следующий вид [7]:

$$N_r = \lambda_\ell \rho_\ell^{2/3} r^{1/3} \mu_\ell^{-1/3} \quad (4)$$

На рис. 2 представлены значения фактора теплопереноса для различных низкотемпературных теплоносителей: воды, этилового спирта, 50 %-го раствора этанола в воде, а также высокотемпературного теплоносителя – эвтектического сплава Na-K. С учетом обеспечения максимального радиального переноса эвтектика Na-K имеет преимущество практически во всем диапазоне температур обоих термосифонных контуров.

Выражение (4) получено в предположении отсутствия трения на границе раздела фаз,

неизменности температуры по длине ДТС и отсутствия волн на поверхности пленки. Однако ламинарное течение пленки в ДТС редко имеет место и может наблюдаться только при малых значениях плотностей теплового потока. Гипотеза о ламинарном течении жидкого теплоносителя в большей степени соответствует гидродинамическим процессам в испарительной и конденсационной зонах ТТ с гомогенной периферийной капиллярной структурой [2].

В рассматриваемой системе теплосъема плотность радиального теплового потока может иметь достаточно высокие значения  $q_r = (5 \dots 280) \times 10^3 \text{ Вт/м}^2$ . Поэтому в данном случае выбор теплоносителя следует осуществлять из условия обеспечения максимально достижимого радиального теплового потока.

Согласно [2], максимальный тепловой поток определяется по формуле:

$$Q_{\text{max}} = \frac{2\pi \ell_u \lambda_{\text{эф}} t_v}{r \rho_v \ell_n \left( \frac{r_{\text{сн}}}{r_v} \right)} \left( \frac{2\sigma}{r_n} - P_\sigma \right) \quad (5)$$

Тогда фактор переноса имеет вид:

$$N_K = \frac{\lambda_\ell \sigma_\ell}{r \rho_v} \quad (6)$$

При высоких осевых тепловых потоках максимальный теплоперенос и в ДТС и в гомогенных ТТ может ограничиваться уносом жидкости потоком пара:

$$Q_B = F_v r \left( \frac{\sigma \rho_v}{2r_n} \right)^{0,5} \quad (7)$$

Для этих условий фактор переноса выражается:

$$N_B = r (\sigma \rho_v)^{0,5} \quad (8)$$

Значения факторов  $N_B$  и  $N_K$  для различных теплоносителей представлены на рисунках 3 и 4 соответственно и свидетельствуют о преимуществе воды при высоких осевых тепловых потоках, а эвтектического сплава Na-K – при значительной плотности радиального теплового потока.

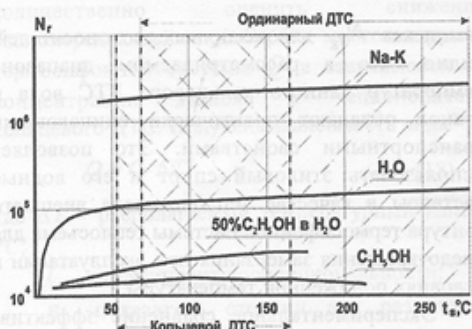


Рис.2. Зависимость фактора радиального теплопереноса от температурного диапазона

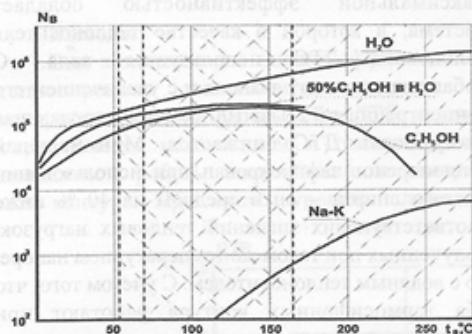


Рис.3. Зависимость фактора осевого переноса от температурного диапазона

Для анализа влияния теплоносителя на эффективность теплопереноса при определяющем воздействии гидродинамических ограничений рассмотрим баланс давлений по парожидкостному тракту термосифона, учитывая, что в рассматриваемых условиях  $\Delta P_g \gg \Delta P_\sigma$ :

$$\frac{dP_\ell}{dz} + \frac{dP_v}{dz} \equiv \rho_\ell g \cdot \sin \phi \quad (9)$$

Преобразуем уравнение (9) к виду:

$$Q = \frac{gh \cdot \sin \phi}{\ell \left( \frac{Re_{\xi \ell}}{2r_v^2 F_v} \cdot \frac{\mu_v}{\rho_\ell \rho_v} + \frac{1}{kF} \cdot \frac{\mu_\ell}{\rho_\ell^2 r} \right)} \quad (10)$$

из которого следует, что эффективность теплопереноса зависит от двух комплексов теплофизических свойств:

$$N_\ell = r \rho_\ell^2 / \mu_\ell \quad (11)$$

$$N_v = r \rho_\ell \rho_v / \mu_v \quad (12)$$

Из рис. 5 видно, что вода обладает более высоким значением фактора  $N_\ell$  во всем диапазоне температур, в котором работают обычные ДТС. Значение фактора  $N_v$  в этих условиях для указанных теплоносителей меньше на два-три порядка, поэтому его влияние несущественно.

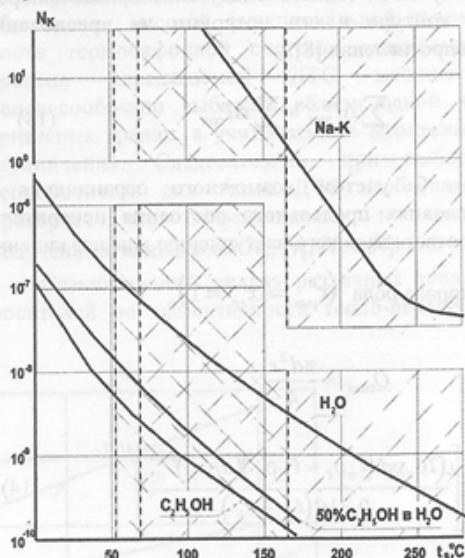


Рис.4. Зависимость фактора, обеспечивающего максимальный радиальный тепловой поток, от температурного диапазона

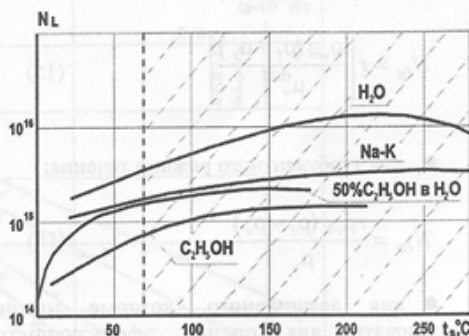


Рис.5. Зависимость фактора гидродинамических ограничений от температурного диапазона (для ординарного ДТС)

Таким образом, учитывая возможность гидродинамических ограничений, наиболее эффективным теплоносителем ДТС для данной системы является вода. Максимальный

радиальный теплоперенос обеспечит эвтектический сплав Na-K. Однако при использовании этого теплоносителя необходимо учитывать возрастающую пожароопасность в случае разгерметизации контура и соприкосновении его с водой. Кроме того, ограничения по радиальному теплопереносу не являются в данном случае определяющими.

Для кольцевых термосифонов фактор эффективности теплоносителя может быть получен из баланса между нивелирным напором в контуре и его потерями на преодоление сопротивления [8]:

$$\sum \Delta P_{\text{нив}} = \sum \Delta P_{\text{соп}} \quad (13)$$

С учетом возможного ограничения в условиях предельного состояния испарителя, соответствующего наступлению кризиса кипения второго рода ( $x_{\text{вык}}^u = x_{\text{сп}} = 1$ ),

$$Q_{\text{max}} = \frac{\pi d^2 r}{4} \times \left[ \frac{(2\rho_v g d (\ell_u \rho_\ell - \ell_\Sigma \rho_v) (d/\mu_v)^{0,25})^{4/7}}{0,316 (\ell_\Sigma + \ell_k)} \right]^{4/7} \quad (14)$$

Отсюда следует, что влияние теплофизических свойств теплоносителя на величину  $Q_{\text{max}}$  определяется комплексами:

$$N_{\ell g} = r \left[ \frac{\rho_v g (\rho_\ell - \rho_v)}{\mu_v^{0,25}} \right]^{4/7} \quad (15)$$

- для турбулентного режима течения;

$$N_{\ell \sigma} = \frac{r \rho_v g (\rho_\ell - \rho_v)}{\mu_v} \quad (16)$$

- для ламинарного, которые можно использовать для оценки эффективности транспортных свойств теплоносителей в кольцевых ДТС, по аналогии с комплексом

$$N_{\ell \sigma} = \rho_\ell r \sigma / \mu_\ell \quad (17)$$

предложенным для оценки эффективности переноса жидкости в тепловых трубах [2]. Из рис. 6, на котором представлены значения

комплекса  $N_{\ell g}$  для различных теплоносителей, видно, что в рассматриваемом диапазоне температур данного кольцевого ДТС вода и этанол обладают практически одинаковыми транспортными свойствами. Это позволяет использовать этиловый спирт и его водные растворы в качестве теплоносителя внешнего контура термосифонной системы тепловыделяющего элемента для предотвращения замерзания при эксплуатации в условиях пониженной температуры.

Экспериментальное сравнение эффективности теплопереноса системы расплавления с заправленным кольцевым ДТС водой и растворами этанола в воде показало, что максимальной эффективностью обладает система, в которой в качестве теплоносителя кольцевого ДТС используется вода. С добавлением в воду этанола и с увеличением его концентрации от 25 до 100 % теплопередающая способность ДТС снижается. Минимальный теплоперенос зафиксирован при использовании чистого спирта – он в среднем на 40 % ниже соответствующих значений тепловых нагрузок, полученных при таком же температурном напоре, но с водяным теплоносителем. С учетом того, что оба термосифонных контура работают при давлении насыщения, заправка их теплоносителями с различной температурой кипения приводит к изменению термодинамического состояния с соответствующим перераспределением температурных напоров по контурам (рис. 7). Наглядной иллюстрацией этого является увеличение температурного напора с применением чистого этилового спирта.

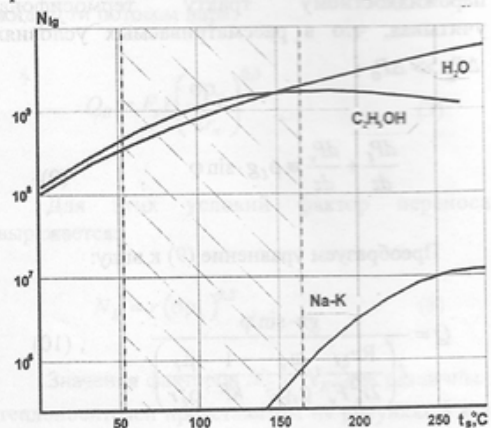


Рис.6. Зависимость фактора транспортных свойств теплоносителя от температурного диапазона (для кольцевого ДТС)

Проведенные исследования позволили

количественно оценить снижение теплопередающей способности многоконтурной термосифонной системы  $Q$  в зависимости от концентрации этанола в теплоносителе кольцевого ДТС. Получена зависимость вида:

$$Q = C \cdot \Delta T^n, \quad (18)$$

где  $\Delta T$  - располагаемый температурный напор, °C;

$C$  - коэффициент пропорциональности;

$n$  - показатель степени для различных теплоносителей.

Значения  $C$  и  $n$  приведены в таблице.

### Выводы

Вид комплекса для оценки эффективности теплопереноса теплоносителя зависит от конкретных условий работы ТТ и ДТС, которые определяются назначением и температурным диапазоном работы теплообменного аппарата или контура. При малых уровнях плотности

радиального теплового потока ограничение теплопереноса по кипению или по уносу, как правило, не достигается. Последнее наиболее вероятно в ТТ и ДТС относительно большой длины. В теплообменном оборудовании, где радиальные и осевые тепловые потоки значительны:  $q_r > 30 \times 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>,  $q_z > (10...15) \times 10^6$  Вт/м<sup>2</sup> (сис-темы расхолаживания ЯЭУ, а также парогенераторы, паровые водо- и топливоподогреватели, испарители), возможно возникновение всех указанных ограничений. Поэтому для обеспечения высокой функциональной надежности термосифонной системы охлаждения уровень передаваемой ДТС мощности нецелесообразно выбирать вблизи одной из кризисных границ, а учитывать все возможные ограничения. Следовательно, при выборе теплоносителя для таких ДТС необходимо проверять его эффективность по всем полученным комплексам  $N_r$ ,  $N_b$ ,  $N_s$  и  $N_f$ .

Сравнительный анализ различных теплоносителей по эффективности теплопереноса

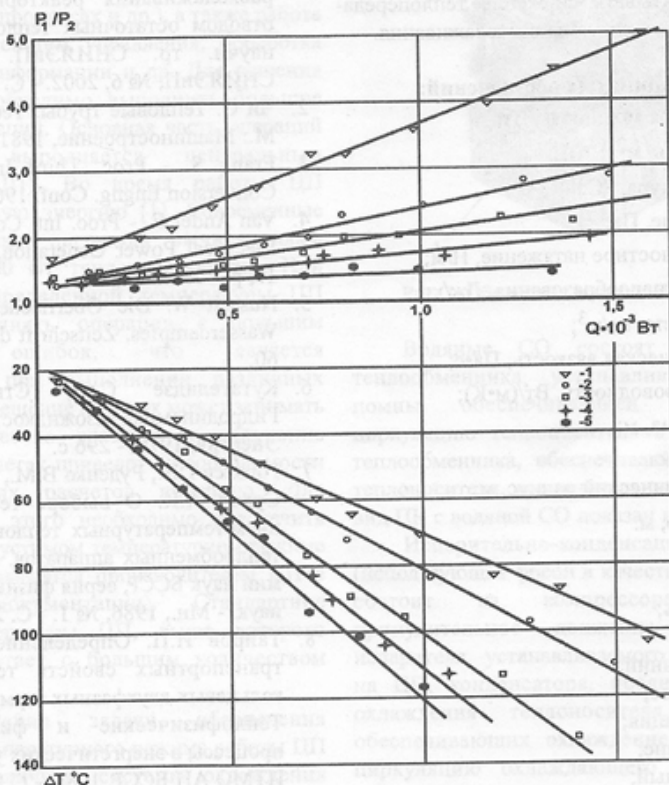


Рис.7. Влияние типа теплоносителя кольцевого ДТС на термодинамическое состояние термосифонной системы:

1 - вода; 2 - 20 %-й раствор  $C_2H_5OH$  в воде;

3 - 50 %-й раствор; 4 - 75 %-й раствор; 5 -  $C_2H_5OH$ .

Таблица

Значения  $C$  и  $n$

Параметр	Теплоноситель				
	вода	25 %-й раствор $C_2H_5OH$ в воде	50 %-й раствор	75 %-й раствор	$C_2H_5OH$
$C \cdot 10^3$	0,028	0,22	0,19	0,16	0,13
$n$	2,5	1,95			

показал, что для ДТС, работающих в диапазоне тепловых потоков  $q=(5...200) \times 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> и температур насыщения  $t_s=50...280^\circ C$ , теплоноситель необходимо выбирать из условий возможного возникновения кризисов по кипению и всех видов гидродинамических ограничений. Наиболее эффективным теплоносителем ДТС рассматриваемой системы расхолаживания является вода. Возможно также при эксплуатации ЯЭУ в условиях пониженных температур применение в промежуточном контуре этанола и его водных растворов, однако при этом необходимо учитывать снижение теплопередающей способности системы расхолаживания.

Перечень принятых обозначений:

- $Q$  – тепловая мощность, Вт;
- $F$  – площадь, м<sup>2</sup>;
- $t$  – температура, °C;
- $P$  – давление, Па;
- $\sigma$  – поверхностное натяжение, Н/м;
- $r$  – теплота парообразования, Дж/кг;
- $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;
- $\mu$  – динамическая вязкость, Па·с;
- $\lambda$  – теплопроводность, Вт/(м·К);
- $\delta$  – толщина, м;
- $l$  – длина, м;
- $r_n$  – гидравлический радиус, м;
- $d$  – диаметр, м.

Индексы:

- $l$  – жидкость;
- $v$  – пар;
- $вн$  – внутренний;
- $и$  – испарение;
- $к$  – конденсация;
- $с$  – насыщение;
- $r$  – радиальный;
- $z$  – осевой;

- $g$  – гравитационный;
- $\xi$  – циркуляция;
- $эф$  – эффективный;
- $нив$  – нивелирный;
- $соп$  – сопротивление;
- 1 – ординарный ДТС;
- 2 – кольцевой ДТС.

Литература

1. Свириденко И.И., Подопрigorа А.В., Москаленко А.Ю., Ткач С.Н. Совершенствование пассивных систем аварийного расхолаживания реакторной установки с отводом остаточных тепловыделений. В сб. научн. тр. СНИЯЭиП. - Севастополь: СНИЯЭиП, № 6, 2002. - С. 48-57.
2. Чи С. Тепловые трубы. Теория и практика. - М.: Машиностроение, 1981. - 207 с.
3. Frank S. - Proc. Third Intersociety Energy Conversion Engng. Conf. 1967, № 14, p. 83-89.
4. Van Andel E. - Proc. Int. Conf. On Thermionic Electrical Power Generation, 1968, vol. 90, № 11, p. 208-214.
5. Nusselt W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Zeitschrift des VDL, 1916, Bd. 60.
6. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем. - М.: Энергия, 1975. - 296 с.
7. Гоголев Г.В., Руденко В.М., Свириденко И.И., Сухов А.К. О выборе теплоносителя для низкотемпературных тепловых труб судовых теплообменных аппаратов. - Известия академии наук БССР, серия физико-энергетических наук. - Мн., 1986, № 1. - С. 23-28.
8. Таиров И.П. Определение эффективности транспортных свойств теплоносителей в кольцевых двухфазных термосифонах. - В сб.: Теплофизические и физико-химические процессы в энергетических установках. - Мн.: ИТМО АН БССР, 1986. - С.144-147.