

3. Xiaomi Mi 9 [Электронный ресурс]. 2019. URL: <https://www.qualcomm.com/snapdragon/smartphones/xi>.
  4. The next-level processor for the mobile future. 2018 [Электронный ресурс]. URL: <https://www.technobuffalo.com/qualcomms-snapdragon-855-processor-specs>
  5. Qu J. et al. Recent advances in MEMS-based micro heat pipes // Int. J. Heat Mass Transf. 2017. Vol. 110. P. 294–313.
  6. Nematollahisarvestani A., Lewis R. J., Lee Y.-C. Design of thermal ground planes for cooling of foldable smartphones // J. Electron. Packag. 2019. Vol. 141, No. 2. P. 021004.
  7. Lv L., Li J. Micro flat heat pipes for microelectronics cooling: review // Recent Patents Mech. Eng. 2013. Vol. 6, No. 3. P. 169–184.
  8. Bulut M., Kandlikar S. G., Sozbir N. A review of vapor chambers // Heat Transfer Engineering. 2018. P. 1–23.
  9. Tang H. et al. Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling // Appl. Energy. 2018. Vol. 223. P. 383–400.
  10. Ranjan R. et al. Modeling and design optimization of ultrathin vapor chambers for high heat flux applications // IEEE Trans. Components, Packag. Manuf. Technol. 2012. Vol. 2, No. 9. P. 1465–1479.
  11. Vasiliev L. L. et al. Miniature heat pipes for thermal control of radio-electronic equipment // Heat Transf. Res. 2008. Vol. 38, No. 3. P. 245–258.
  12. Zohuri B. Heat pipe design and technology. Cham: Springer, 2016.
  13. Reay D., McGlen R. Heat Pipes: Theory, Design and Applications. Elsevier, 2014. – 288 p.
  14. Дзюбенко Б. В. и др. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро- и наномасштабах. М.: ФГУП «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 2008. – 532 p.
  15. Гортышов Ю. Ф. и др. Кипение воды на микроструктурированных поверхностях // Труды Академэнерго. 2012. Т. 1. С. 14–31.
  16. Шипуль О. В. Современные методы финишной отделки кромок прецизионных деталей // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. Т. 4, № 121. С. 16–25.
  17. Ranjan R. et al. Wicking and thermal characteristics of micropillared structures for use in passive heat spreaders // Int. J. Heat Mass. Transf. Elsevier Ltd, 2012. Vol. 55, No. 4. P. 586–596.
- 

УДК 536.24:621.57

## **ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В КОНДЕНСАТОРЕ-АККУМУЛЯТОРЕ ТЕПЛООВОГО НАСОСА**

**В. И. Володин, С. В. Здитовецкая**

*Белорусский государственный технологический университет, г. Минск*

В состав теплонасосных систем теплоснабжения зданий входят конденсаторы, баки-аккумуляторы горячего водоснабжения и буферные емкости водяного отопления. При этом возможны два технических решения: первое основывается на раздельных конструкциях конденсатора и накопительных емкостей, второе предусматривает совмещение функций нагрева и накопления горячей воды в одном аппарате конденсаторе-аккумуляторе. Одним из конструктивных исполнений конденсатора-аккумулятора в виде моноблока является размещение поверхности теплообмена в виде спирального змеевика в объеме жидкости или в рубашке

корпуса аппарата [1]. Однако исследования о целесообразности использования такой конструкции не проводились. В данной работе численным методом проводится сравнительный анализ тепловой эффективности традиционной конструкции конденсатора-аккумулятора с погружным однотрубным змеевиком и предлагаемой со змеевиком труба в трубе.

На первом этапе проводился выбор замыкающих соотношений для расчета теплоотдачи со стороны конденсации и потока нагреваемой воды для системы с погружным однотрубным спиральным змеевиком. Детальный сравнительный анализ зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи при конденсации в горизонтальных трубах рассматривается в работах [2, 3]. Однако при всем многообразии сравниваемых зависимостей конкретные рекомендации по их использованию не даются. Цель данных исследований направлена на обоснование необходимости дальнейшего изучения конденсации в горизонтальных каналах. Поэтому в настоящей работе был проведен сравнительный анализ некоторых зависимостей для расчета средних коэффициентов теплоотдачи при конденсации в горизонтальных трубах, с целью выбора одной из них для дальнейшего применения в настоящем исследовании.

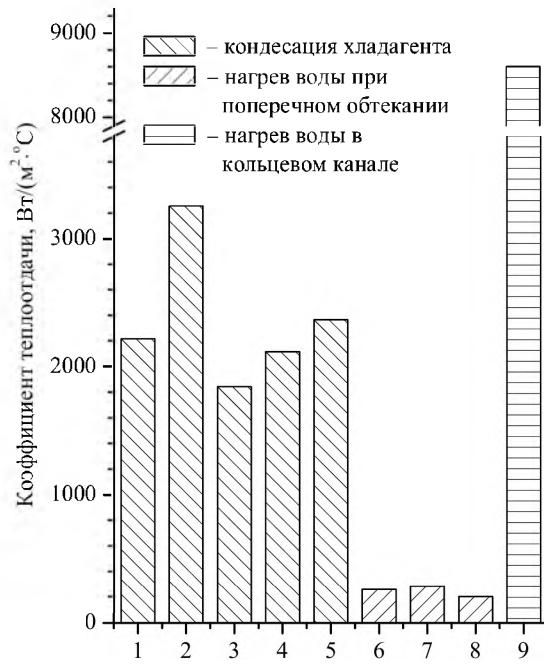
Из данных работ [2, 3] следует, что в основном используются два подхода к расчету коэффициентов теплоотдачи при конденсации в горизонтальных трубах. Один базируется на определении разности температур между температурой насыщения и стенки. Например, зависимость Чейто [4]. В основе второго лежит уравнение подобия для вынужденной конвекции однофазного потока вида  $Nu = cRe^n Pr^m$ , к которому добавляются поправочные коэффициенты, учитывающие специфику конденсации. Бойко и Кружилин [5] предложили использовать поправочный коэффициент, зависящий от паросодержания, плотностей пара и жидкости. В этом случае коэффициент теплоотдачи при конденсации равен коэффициенту теплоотдачи однофазного потока, умноженному на поправочный коэффициент. В работе Акерса и др. [6] поправка вносится при определении уточненного расхода конденсирующегося потока, который также является функцией массового расходного паросодержания, плотностей пара и жидкости. Кавалини и др. [7] дополнительно учитывают отличие вязкости пара и жидкости. Более сложный вид поправки для расчета теплоотдачи при конденсации внутри змеевиков предлагается в ЦКТИ [8], которая содержит число Галилея и относительную длину канала.

Проведено сравнение коэффициентов теплоотдачи, полученных по рассмотренным выше зависимостям, рассчитанных для одинаковых условий конденсации хладагента R410A. Однотрубная поверхность теплообмена конденсатора-аккумулятора состоит из змеевика с диаметром трубы 16×1 мм. На вход в канал поступает поток насыщенного пара хладагента при температуре 40 °С с расходом 0,047 кг/с.

Результаты сравнительного анализа даны на рисунке (столбцы 1–5). Видно, что максимальное значение коэффициента теплоотдачи 2317 Вт/(м<sup>2</sup>·°С) соответствует данным, полученным на основе зависимости работы [5]. Минимальное 1842 Вт/(м<sup>2</sup>·°С) – данным работы [6]. Близким к среднему значению приблизится коэффициент теплоотдачи на основе данных работ [4, 7], который соответственно равен 2216 и 2116 Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Теплоотдача при вынужденной конвекции со стороны потока воды в большом объеме, омывающего погружной змеевик, недостаточно изучена. Проведено сравнение данных по теплоотдаче, полученных на основе альтернативных зависимостей наиболее адекватно, характеризующих особенность рассматриваемого процесса. Результаты сравнения даны на рисунке, столбцы 6–8. Расхождение между минимальным [8] и максимальным [11] значением коэффициента теплоотдачи составило 29%. Близкими к средним значениям являются данные [9, 10]. В данной конструкции конденсатора-аккумулятора определяющим является коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемой воды.

В случае конструкции конденсатора-аккумулятора с поверхностью теплообмена труба в трубе определяющей является теплоотдача со стороны воды (рисунок, столбец 9), которая в 3–4 раза больше чем со стороны конденсирующегося потока (столбцы 1–5).



Значения коэффициентов теплоотдачи в конденсаторе-аккумуляторе, рассчитанные по зависимостям: 1 – Чейто [4]; 2 – Бойко-Кружилин [5]; 3 – Акерс и др. [6]; 4 – Кавалиши и др. [7]; 5 – ЦКТИ [8]; 6 – Жукаускас и др. [9, 10]; 7 – Кулинченко [11]; 8 – ЦКТИ [8]; 9 – Петухов [12]

Проведено сравнение традиционной в виде простого змеевика из одиночной трубы и предлагаемой (змеевик труба в трубе) поверхности теплообмена конденсатора-аккумулятора. Конденсатор-аккумулятор теплонасосной системы теплоснабжения с тепловым потоком 10 кВт представляет собой теплоизолированную емкость объемом 200 л с внутренним диаметром корпуса 0,5 м и высотой 1 м, и размещенным внутри трубчатым нагревательным змеевиковым элементом 16×1 мм. В случае поверхности теплообмена труба в трубе, дополнительная наружная труба имеет размер 27×1 мм. Температура горячей воды на выходе конденсатора принимается равной 35 °С, что достаточно, так как температура поверхности пола при постоянном контакте с человеком не должна превышать 26 °С. Вода на подогрев подается снизу, конденсируемый пар – сверху, что соответствует противоточной схеме течения потоков в конденсаторе с поверхностью теплообмена труба в трубе и противоточно-перекрестной схеме с однетрубным змеевиком. В данном устройстве подогрев воды составляет 5 °С.

В качестве замыкающих зависимостей для расчета теплоотдачи в конденсаторе-аккумуляторе приняты: со стороны конденсируемого потока данные работы [4], со стороны воды в большом объеме, в зависимости от свойств потока и геометрии змеевика, данные работ [8, 10] и при течении потока воды в кольцевом канале данные работы [12].

В традиционной конструкции коэффициент теплопередачи, обусловленный малой интенсивностью определяющей теплоотдачи со стороны нагреваемой воды, составляет небольшую величину и равен 224 Вт/(м²·°С), что соответствует поверхности теплообмена 6,19 м². Предлагаемая поверхность теплообмена труба в трубе решает проблему интенсификации теплопередачи. Здесь определяющей является теплоотдача со стороны конденсирующегося потока и коэффициент теплопередачи возрастает до 1133 Вт/(м²·°С), что приводит к уменьшению поверхности теплообмена до 1,22 м². Для заданного объема и диаметра конденсатора-аккумулятора традиционная змеевиковая поверхность теплообмена равна 1,89 м, а предлагаемая труба в трубе – 0,61 м. Первый вариант является не реализуемым, так как высота змеевика превышает высоту корпуса.

Необходимо отметить, что данные по теплоотдаче однофазного потока в большом объеме со змеевиковой поверхностью теплообмена в настоящее время недостаточно изучены и при проведении рассмотренного вычислительного эксперимента использовались прибли-

женные зависимости [8–12] для расчета коэффициентов теплоотдачи от поверхности простого змеевика к нагреваемой воде. Требуется проведение дополнительных исследований по уточнению теплоотдачи.

### Литература

1. Morrison G. L. Heat pump water heaters // *New Zealand J. of Ecology*. 2006. No. 18(6). P. 12–16.
2. Santa R. The Analysis of two-phase condensation heat transfer models based on the comparison of the boundary condition // *Acta Poytechnica Hungarica*. 2012. Vol. 9, No. 6. P. 167–180.
3. Rifert V. G., Sereda V. V. Condensation inside smooth horizontal tubes: Part 1. Survey of the methods of heat-exchange prediction // *Thermal science*. 2015. Vol. 19, No. 5. P. 1769–1789.
4. Chato L. C. Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes // *ASHRAE*. 1962. Vol. 4, No 1. P. 52–60.
5. Бойко Л. Д., Кружилин Г. Н. Теплоотдача при конденсации пара в трубе // *Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт*. 1966. № 5. С. 113–128.
6. Akers W. W., Deans H. A., Crosser O. K. Condensation heat transfer within horizontal tubes // *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.* 1959. Vol. 55(29). P. 171–176.
7. Cavallini A., Zecchin R. A. A Dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation // *Proc. 6<sup>th</sup> Int. Heat Transfer Conf. Toronto, Canada, 1974*. Vol. 3. P. 309–313.
8. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Методические указания: РД 24.035.05-89. Л.: НПО ЦКТИ, 1991. – 211 с.
9. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. – 472 с.
10. Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990. – 360 с.
11. Кулинченко В. Р. Справочник по теплообменным расчетам. Кисв: Техника, 1990. – 165 с.
12. Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974.