

Исследование процесса теплоотдачи в системе охлаждения суперЭВМ с тепловым насосом

С.Г. Ворончихин, М.А. Земцов, В.А. Помыткин, А.Л. Флакман

Вятский государственный университет, г. Киров

Аннотация: В данном исследовании поставлена задача оптимизации системы охлаждения процессоров супер ЭВМ с тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга путем численного моделирования процессов теплоотдачи в исследуемом объекте. В статье приводятся результаты численного моделирования процессов теплоотдачи в системе охлаждения процессоров супер ЭВМ с тепловым насосом на обратном цикле. Исследовалась численная модель процесса теплоотдачи в системе процессор- «холодный» цилиндр теплового насоса и в системе «горячий цилиндр» - охлаждающая жидкость. В результате получены зависимости термического сопротивления системы процессор- «холодный» цилиндр теплового насоса и системы «горячий цилиндр» - охлаждающая жидкость в зависимости от коэффициента теплоотдачи и от величины COP теплового насоса.

Ключевые слова: процессор, тепловой поток, термическое сопротивление, уравнение Лапласа, тепловой насос, теплообмен, обратный цикл Стирлинга, система охлаждения.

Целью оптимизации систем охлаждения супер ЭВМ является интенсификация процесса теплоотдачи в окружающую среду при повышении температуры окружающей среды и снижении требований к кондиционированию и вентиляции ЦОД (центров обработки данных), для достижения энергосбережения ЦОД в целом. При этом необходимым является сохранение качества термического менеджмента во избежание повышения температур процессоров и срабатыванию системы тепловой защиты процессоров. В [1], [2] рассматриваются явления тепло- и массообмена в радиоэлектронной аппаратуре и методы проектирования систем охлаждения электронных устройств с применением естественной и вынужденной конвекции в воздушной среде. В данной статье поставлена задача оптимизации системы охлаждения процессоров супер ЭВМ с тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга путем численного моделирования процессов теплоотдачи в исследуемом объекте. Системой охлаждения с тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга называется

система, в которой охлаждаемые электронные компоненты соединены через магистраль передачи тепла с тепловым насосом, а тот, в свою очередь, соединен через магистраль передачи тепла с радиатором, рассеивающим тепловую энергию в окружающую среду. Тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга называется в данном случае компрессионный тепловой насос, представляющий собой двигатель Стирлинга, работающий в режиме холодильной машины, с электрическим приводом, с воздухом или гелием в качестве рабочего тела [3,4,5].

В процессе работы тепловой насос потребляет электроэнергию. Соотношение вырабатываемой тепловой энергии и потребляемой электрической называется коэффициентом трансформации, или коэффициентом преобразования теплоты COP - (coefficient of performance) и служит показателем эффективности теплового насоса [6]. Для вычисления COP используется следующая формула:

$$COP = \frac{Q_{in}}{A}, \quad (1)$$

Где COP – коэффициент преобразования;

A – работа, совершенная насосом, Дж;

Q_{in} – теплота, перенесенная тепловым насосом из источника тепла, на перенос которой затрачена работа A , Дж.

Для тепловых насосов коэффициент трансформации $COP > 1$. При этом тепловой насос создает лифт температур ΔT .

Рассмотрим тепловой насос на основе двигателя Стирлинга, работающего в режиме холодильной машины, α -типа. Такой насос содержит два рабочих цилиндра, «холодный» и «горячий», соединенных рекуператором. К «холодному» цилиндру термически присоединена упаковка процессора, а «горячий» цилиндр омывается охлаждающей жидкостью и магистралью передачи тепла соединен с радиатором,

рассеивающим тепловую энергию в окружающую среду. При этом термические сопротивления в модели термического сопротивления для системы охлаждения на участках упаковка процессора – холодный цилиндр и горячий цилиндр – охлаждающая жидкость уменьшают лифт температур теплового насоса и приводят к повышению термического сопротивления системы охлаждения в целом. Для оценки повышения термического сопротивления системы охлаждения произведем численное моделирование процессов теплопередачи на участках упаковка процессора – холодный цилиндр и горячий цилиндр – охлаждающая жидкость для диапазона коэффициентов теплоотдачи и коэффициента трансформации COP .

Экспериментальный тепловой насос на основе двигателя Стирлинга, работающего в режиме холодильной машины, α -типа, содержит два рабочих цилиндра, «холодный» и «горячий», представлен на рис. 1. На рисунке цифрами обозначены: холодный цилиндр 1, упаковка процессора 2, рабочая камера с охлажденным газом 3, поршень холодного цилиндра 4, горячий цилиндр 5, рабочая камера с нагретым газом 6, поршень холодного цилиндра 7. Поверхность горячего цилиндра омывается охлаждающей жидкостью.

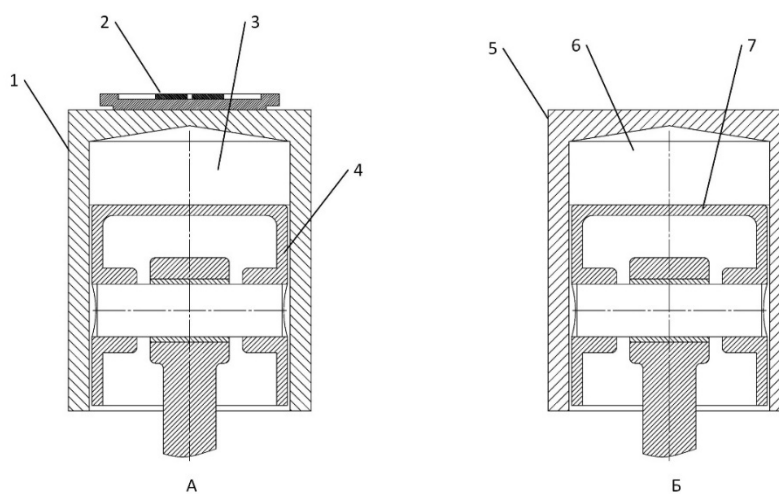


Рис. 1. –Холодный (А) и горячий (Б) цилиндры теплового насоса.

Целью статьи является исследование зависимости процесса теплоотдачи и потерь температурного лифта теплового насоса системы охлаждения на участках упаковка процессора – холодный цилиндр и горячий цилиндр – охлаждающая жидкость для диапазона коэффициентов теплоотдачи и коэффициента трансформации COP. Исследование будет проводиться методом численного моделирования.

В работах [7-10] был предложен метод трехмерного расчета тепловых потоков в системах охлаждения процессоров. Процесс теплопередачи в случае холодного цилиндра идет по пути полупроводниковый кристалл процессора–упаковка процессора– холодный цилиндр—камера с охлажденным газом. Процесс теплопередачи в случае горячего цилиндра идет по пути камера с нагретым газом – горячий цилиндр – охлаждающая жидкость. Процесс теплопередачи в зонах контактов будет описан через граничные условия второго и третьего рода соответственно.

Стационарное уравнение теплопроводности - уравнение Лапласа в декартовых координатах:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0, \quad (2)$$

где: T - температура, x, y, z - координаты;

зададим граничные условия для холодного цилиндра:

для S_1 (граничное условие второго рода): $q_1 = const, q_1 = \frac{P_1}{S_1}$ [$Вт/м^2$],

где q_1 - тепловой поток с поверхности полупроводникового кристалла процессора, P_1 - мощность теплового потока, выделяемая с площади S_1 полупроводникового кристалла процессора;

для S_2 (граничное условие третьего рода на основании закона Ньютона-Рихмана):

$$q_2 = \alpha_1(T - T_a),$$
$$\alpha_1(T - T_a) = -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (3)$$

$$P_2 = \int_{S_2} q_2 dS \quad [Вт],$$

где q_2 - тепловой поток с поверхности камеры в охлажденный газ, α_1 - средний коэффициент теплоотдачи, λ_1 - коэффициент теплопроводности, T_a - температура охлажденного газа, P_2 - мощность теплового потока, выделяемая с площади камеры S_2 ;

условие сохранения энергии: $P_1 = P_2$.

Система дифференциальных уравнений решалась методом конечных элементов.

Для численного решения зададим граничные условия, а именно:

мощность теплового потока $P_1 = 65 Вт$;

Внутренний диаметр камеры 38 мм и высота камеры 12 мм, внешний диаметр цилиндра 46 мм;

Температура газа в камере 260К.

Коэффициент теплопроводности λ упаковки процессора постоянный и равен коэффициенту теплопроводности меди, коэффициент теплопроводности λ холодного цилиндра постоянный и равен коэффициенту теплопроводности алюминия.

зададим граничные условия для горячего цилиндра:

для S_3 (граничное условие третьего рода):

$$q_3 = \alpha_2(T - T_h),$$
$$\alpha_2(T - T_h) = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (4)$$

$$P_3 = \int_{S_3} q_3 dS \quad [Вт],$$

где q_3 - тепловой поток на поверхность рабочей камеры из нагретого газа, α_2 - средний коэффициент теплоотдачи в рабочей камере, λ_2 - коэффициент теплопроводности цилиндра, T_h - температура нагретого газа, P_3 - мощность теплового потока, выделяемая с учетом COP из камеры на ее площадь S_3 ;
условие сохранения энергии: $P_3 = P_4 = P_1(1 + 1/COP)$.

для S_4 (граничное условие третьего рода):

$$q_4 = \alpha_3(T - T_l),$$
$$\alpha_3(T - T_l) = -\lambda_3 \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (5)$$

$$P_4 = \int_{S_4} q_4 dS \quad [Вт],$$

где q_4 - тепловой поток с поверхности цилиндра в охлаждающую жидкость, α_3 - средний коэффициент теплоотдачи, λ_3 - коэффициент теплопроводности цилиндра, T_l - температура охлаждающей жидкости, P_2 - мощность теплового потока, выделяемая с площади цилиндра S_4 .

Внутренний диаметр камеры 38 мм и высота камеры 12 мм, внешний диаметр цилиндра 46 мм, материал - алюминий;

Температура охлаждающей жидкости 300К;

$$\alpha_3 = 5000 [Вт / (м^2 \cdot К)].$$

Коэффициент теплопроводности λ горячего цилиндра постоянный и равен коэффициенту теплопроводности алюминия.

Полученное в результате численного моделирования распределение температурного поля по сечению по оси симметрии цилиндров теплового насоса в зависимости от величины коэффициента теплоотдачи и коэффициента трансформации представлены на рис 2.

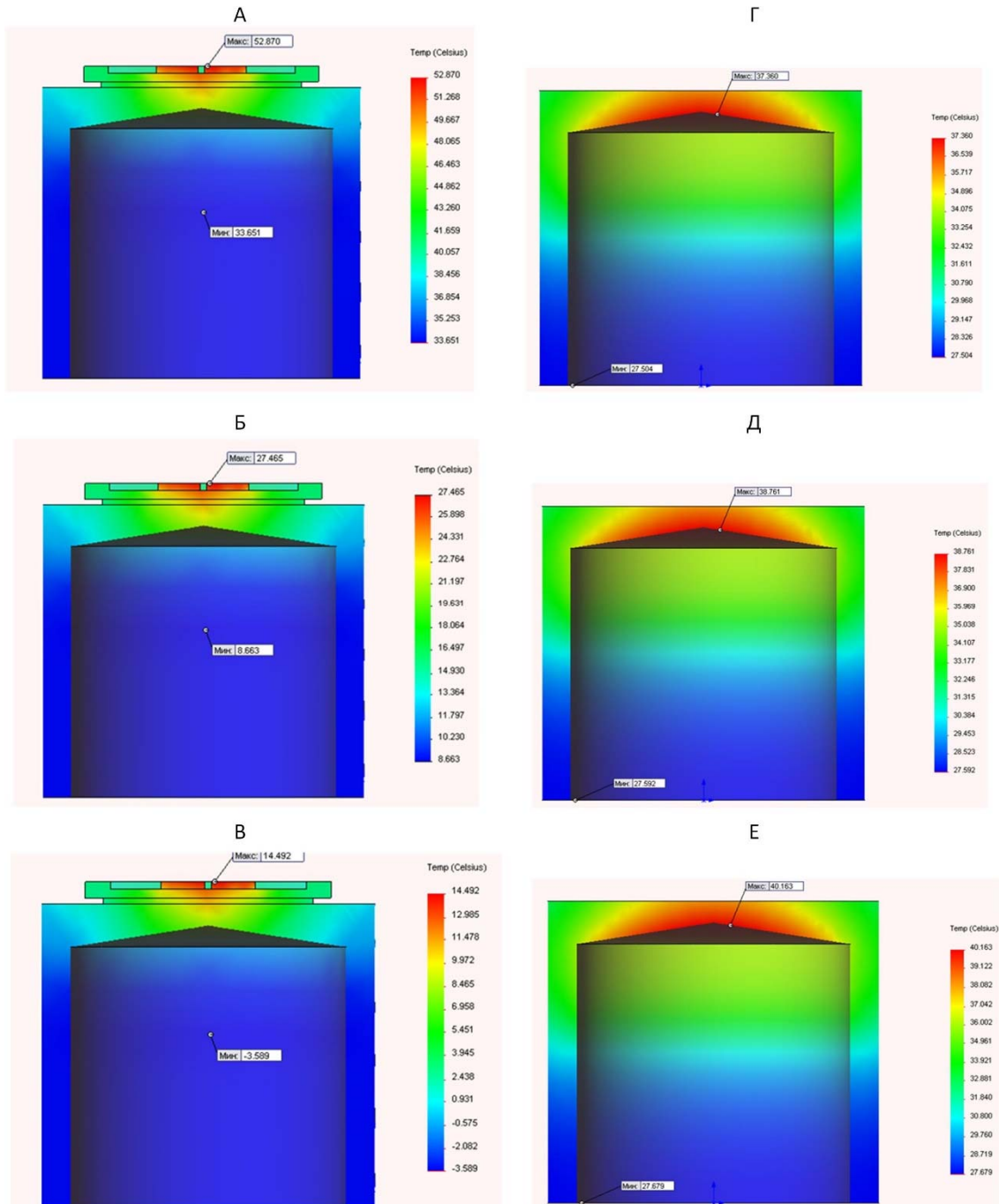


Рис. 2. –Распределение температурного поля по сечению по оси симметрии цилиндров теплового насоса; для холодного цилиндра в зависимости от величины коэффициента теплоотдачи $\alpha [Вт/(м^2 \cdot К)]$: а) 500, б) 1000, в) 2000; для горячего цилиндра в зависимости от коэффициента трансформации $COP_{Г}$ 6,5, д) 3,25, е) 2,2.

Результаты численного моделирования зависимости потерь температурного лифта теплового насоса системы охлаждения на участке упаковка процессора – холодный цилиндр от коэффициента теплоотдачи в камере холодного цилиндра приведены на рис. 3.

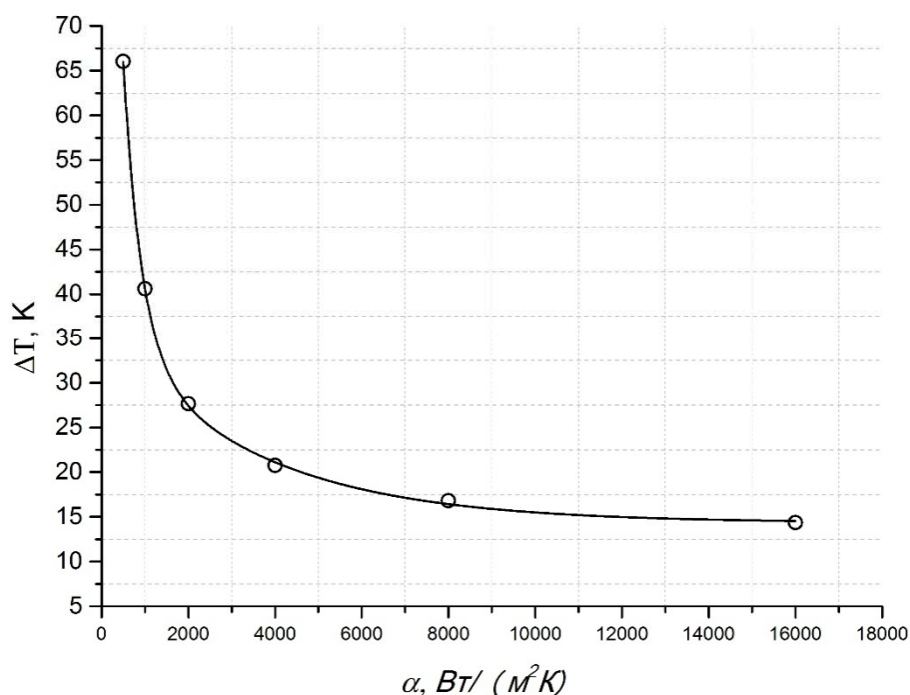


Рис. 3. –График зависимости потерь температурного лифта теплового насоса системы охлаждения на участке упаковка процессора – холодный цилиндр от коэффициента теплоотдачи в камере холодного цилиндра.

Результаты численного моделирования зависимости потерь температурного лифта теплового насоса системы охлаждения на участке горячий цилиндр – охлаждающая жидкость от коэффициента трансформации COP приведены на рис. 4.

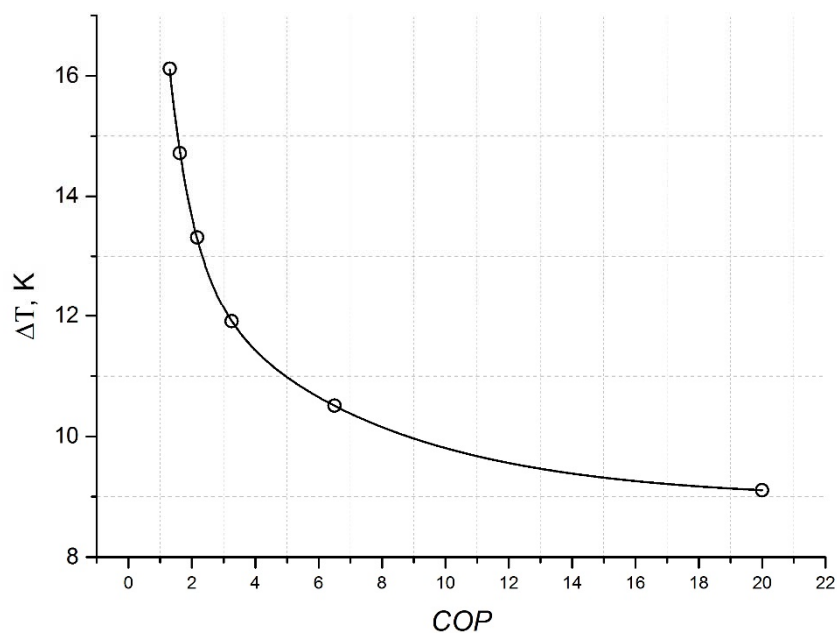


Рис. 4. — График зависимости потерь температурного лифта теплового насоса системы охлаждения на участке горячий цилиндр – охлаждающая жидкость от коэффициента трансформации COP .

Методом численного моделирования процесса теплоотдачи получены зависимости потерь температурного лифта теплового насоса системы охлаждения на участках упаковка процессора – холодный цилиндр и горячий цилиндр – охлаждающая жидкость для диапазона коэффициентов теплоотдачи и коэффициента трансформации COP .

Из результатов численного эксперимента можно сделать вывод, что наибольший вклад в потери температурного лифта теплового насоса системы охлаждения на участках упаковка процессора – холодный цилиндр. Таким образом, система охлаждения с использованием теплового насоса имеет максимальный вклад в общее термическое сопротивление в месте контакта с упаковкой процессора, аналогично системам воздушного и водяного охлаждения. Таким образом, термический контакт упаковка процессора –

холодный цилиндр требует применения методов оптимизации термического сопротивления, аналогичных описанным в работах [8-10].

Другим следствием из проделанной работы является методика оценки потерь температурного лифта теплового насоса системы охлаждения. Это позволяет, исходя из заданных параметров термального менеджмента процессоров, оценки потерь температурного лифта, сводить расчет систем охлаждения с тепловыми насосами к простым моделям термодинамических циклов.

Область применения данной работы - системы охлаждения процессоров супер ЭВМ с тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга. Такие системы актуальны с точки зрения энергоэффективности ЦОД за счет повышения температуры кондиционирования помещения, предотвращают снижение качества термического менеджмента.

Литература

1. Глазунова Л. В. Система термостабилизации в приемо-передающей аппаратуре // Инженерный вестник Дона, 2012, №2 URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2012/759.

2. Алексюнин Е.С. Современные системы активного охлаждения электронных компонентов на основе пьезоустройств// Инженерный вестник Дона, 2013, №2 URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2013/1624.

3. US Pat. US 5303555 A, США, H01L23/467. Electronics package with improved thermal management by thermo acoustic heat pumping. / Gregory M. Chrysler, David T. Vader

4. US Pat. US 6549408 B2, США, H05K7/20. CPU cooling device using thermo-siphon. / David M. Berchowitz.

5. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 560 с.

6. Turns, Stephen. Thermodynamics: Concepts and Applications. Cambridge University Press, 2006.- p.756

7. Ворончихин С.Г., Земцов М.А., Помыткин В.А., Флакман А.Л. Метод снижения термического сопротивления погружной системы охлаждения суперЭВМ // Инженерный вестник Дона. 2015. №4 URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2015/3407.

8. Ворончихин, С.Г., Помыткин В.А., Земцов М.А., Флакман А.Л. Численное моделирование процессов теплопередачи систем охлаждения микрочипов //Научное обозрение: Москва: Издательский дом "Наука образования". - 2013. - №3. - С. 51-55.

9. Ворончихин, С.Г., Помыткин В.А., Земцов М.А., Флакман А.Л. Моделирование процесса теплопроводности в системе охлаждения микрочипов на тепловых трубах //Научное обозрение: Москва: Издательский дом "Наука образования". - 2014. - №11/1. - С. 76-83.

10. Voronchikhin, S.G., M.A. Zemtsov, V.A. Pomytkin and A.L. Flaksman, 2013. Numerical simulation and experimental research of the processes of heat-transfer and acoustic noise parameters in refrigerating systems of electronic components. Global Science and Innovation: materials of the I International Scientific Conference Vol. II, Chicago, December 17-18 th, 2013, publishing office Accent Graphics communications, pp: 490-498.

References

1. Glazunova L.V. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2012, №2 URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2012/759.

2. Aleksyunin E.S. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2013, №2 URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2013/1624.



3. US Pat. US 5303555 A, США, H01L23/467. Electronics package with improved thermal management by thermoacoustic heat pumping. Gregory M. Chrysler, David T. Vader

4. US Pat. US 6549408 B2, США, H05K7/20. CPU cooling device using thermo-siphon. David M. Berchowitz.

5. Kutateladze S.S. Osnovy teorii teploobmena [Fundamentals of heat transfer theory]. M.: Atomizdat, 1979. -p. 560

6. Turns, Stephen. Thermodynamics: Concepts and Applications. Cambridge University Press, 2006.- p.756

7. Voronchikhin S.G., Zemtsov M.A., Pomytkin V.A., Flaksman A.L. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2015, №4 URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2015/3407.

8. Voronchikhin, S.G., Pomytkin V.A., Zemtsov M.A., Flaksman A.L. Nauchnoe obozrenie: Moskva: Izdatel'skiy dom "Nauka obrazovaniya". 2013. №3. pp. 51-55.

9. Voronchikhin, S.G., Pomytkin V.A., Zemtsov M.A., Flaksman A.L. Nauchnoe obozrenie: Moskva: Izdatel'skiy dom "Nauka obrazovaniya". 2014. - №11/1. pp. 76-83.

10. Voronchikhin, S.G., M.A. Zemtsov, V.A. Pomytkin and A.L. Flaksman, 2013. Numerical simulation and experimental research of the processes of heat-transfer and acoustic noise parameters in refrigerating systems of electronic components. Global Science and Innovation: materials of the I International Scientific Conference Vol. II, Chicago, December 17-18 th, 2013, publishing office Accent Graphics communications, pp: 490-498.