

## КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛА В ПЕРСПЕКТИВНЫХ БАЗОВЫХ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЯХ СТОЕЧНОГО ТИПА С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ

---

**Abstract:** Computer simulation of heat and mass transfer processes in water cooling channels of condensation zones of heat pipe panel collectors in promising rack type basic bearing structures is considered. For estimation numerical simulation precision its results are compared with the results obtained in performed natural experiments.

**Key words:** cooling systems, computer aids, electronics, heat pipes.

**Анотація:** Розглянуті питання комп'ютерного моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах водяного охолодження зон конденсації теплотрубних панельних колекторів у перспективних базових несучих конструкціях стійкового типу. Для оцінки точності чисельного моделювання його результати порівнюються з результатами вимірювань, одержаними при проведенні натурних експериментів.

**Ключові слова:** системи охолодження, засоби обчислювальної техніки, радіоелектронна апаратура, теплові труби.

**Аннотация:** Рассмотрены вопросы компьютерного моделирования процессов тепло- и массопереноса в каналах водяного охлаждения зон конденсации теплотрубных панельных коллекторов в перспективных базовых несущих конструкциях стоечного типа. Для оценки точности численного моделирования его результаты сравниваются с результатами измерений, полученными при проведении натурных экспериментов.

**Ключевые слова:** системы охлаждения, средства вычислительной техники, радиоэлектронная аппаратура, тепловые трубы.

### 1. Введение

Одной из основных тенденций развития современной вычислительной техники (ВТ), систем управления (СУ), радиотехнических систем и т.д. является создание компактных устройств высокой и сверхвысокой производительности, которые могут работать не только на стационарных, но и на подвижных объектах. При этом, однако, чрезвычайно серьезной проблемой является обеспечение отвода большого количества тепла, которое выделяется при работе электронных элементов, прежде всего, мощных микросхем высокой интеграции (процессоров, модулей памяти), транзисторов, тиристоров, электронно-вакуумных приборов силовых преобразователей, усилителей, генераторов и т.д. [1, 2]. Особенно актуален этот вопрос при разработке малогабаритных суперкомпьютерных систем.

В настоящее время наиболее эффективными теплопередающими устройствами, способными переносить большие количества тепла и имеющих низкое тепловое сопротивление, являются тепловые трубы (ТТ) и термосифоны (ТС), работа которых основана на цикле "испарение–перенос–конденсация–возврат рабочего тела" [3–5]. Следует отметить, что ТТ и ТС являются пассивными элементами, не требующими для своей работы дополнительных затрат энергии, и обладают хорошими технологическими и эксплуатационными свойствами. Поэтому важной задачей является разработка на основе использования ТТ и ТС конструкций систем охлаждения средств вычислительной техники, систем управления и других устройств с высокой степенью интеграции и плотностью компоновки, обеспечивающих отвод тепловой мощности ~20–30 кВт и более в расчете на одну приборную стойку. Важным вопросом при этом является разработка соответствующих компактных систем, обеспечивающих сброс тепла, отводимого от аппаратуры, в окружающую среду. Воздушные системы охлаждения вследствие малой

теплоемкости рабочего тела для этих целей оказываются малопригодными, поэтому необходимым является использование жидкостных (водяных) и водо-воздушных систем.

В работах [6–8] предложена компоновка перспективной системы охлаждения базовой несущей конструкции (БНК), отвод тепла от электронных модулей в которой осуществляется посредством тепловых труб, агрегированных в ярусные тепловые коллекторы. Концевые части ТТ (зоны конденсации) при этом выведены в вертикальные каналы, расположенные в боковых стенках стойки БНК, и охлаждаются протекающей в них водой.

Сложность происходящих в системах охлаждения БНК предлагаемого типа тепловых и гидродинамических процессов предъявляет повышенные требования к адекватности и точности математических и компьютерных моделей, используемых для расчета и оптимизации создаваемых конструкций. В работе [9] построена тепловая схема многоярусной БНК, использование которой позволяет с достаточной степенью точности моделировать процессы теплопередачи внутри стойки. При этом наиболее критичным моментом является расчет процессов теплообмена в каналах системы водяного охлаждения зон конденсации ТТ, эффективность которых во многом определяет эффективность работы системы охлаждения БНК в целом.

В настоящей работе рассмотрены вопросы компьютерного моделирования процессов тепло- и массопереноса, которые имеют место в каналах водяного охлаждения зон конденсации теплотрубных панельных коллекторов (ТТПК), собранных из цилиндрических ТТ с пластинчатым оребрением [9]. Для оценки точности численного моделирования его результаты сравниваются с результатами измерений, полученными при проведении натуральных экспериментов, которые проводились на макетах имитатора ярусной секции БНК и имитатора восьмисекционной стойки в широком диапазоне тепловых нагрузок и различных режимах подачи охлаждающей воды.

## 2. Постановка задачи

Математически процесс тепломассопереноса в канале водяного охлаждения в случае пространственной неоднородности тепловых и механических параметров жидкости описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных, которая имеет следующий вид [10–12] (по повторяющимся индексам производится свертывание):

– уравнение переноса тепла в движущейся среде

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = \rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right); \quad (1)$$

– уравнение движения (уравнение импульса)

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i = \rho \left( \frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right); \quad (2)$$

– уравнение неразрывности

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0. \quad (3)$$

Здесь  $x_i, i = \overline{1,3}$  – пространственные координаты,  $t$  – время,  $T$  – температура,  $v_i, i = \overline{1,3}$  – компоненты вектора скорости течения жидкости,  $p$  – давление жидкости,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $c$  – удельная теплоемкость жидкости,  $\rho$  – ее плотность,  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости,  $g_i, i = \overline{1,3}$  – компоненты вектора гравитационного ускорения. К данным уравнениям присоединяются соответствующие конкретной задаче тепловые и механические граничные условия.

Поскольку в рассматриваемых здесь задачах при формировании течения жидкости заметную роль играют явления термоконвекции, при моделировании необходимо учитывать зависимость плотности от температуры  $\rho = \rho(T)$ . Кроме того, для более адекватного моделирования поля скоростей жидкости, особенно вблизи теплоотдающих поверхностей, также желательно учитывать зависимость от температуры вязкости воды:  $\mu = \mu(T)$ .

В случае, когда движение жидкости является турбулентным, вместо уравнений (1)–(3) используются уравнения, осредненные по турбулентным пульсациям; поведение пульсационных составляющих при этом описывается дополнительными уравнениями в рамках той или иной модели турбулентности [12].

Вследствие сложности геометрии охлаждаемых частей тепловых труб и неоднородности их расположения, структура гидромеханических и тепловых полей в канале водяного охлаждения является существенно трехмерной, причем тепловое поле заметно влияет на характер движения жидкости. Поэтому для получения адекватных результатов необходимо совместное решение уравнений гидродинамики и теплопереноса, что усложняет задачу и требует для моделирования значительных вычислительных затрат.

Для компьютерного моделирования теплопередачи в каналах системы водяного охлаждения базовых несущих конструкций с тепловыми трубами разработаны конечноэлементные модели, позволяющие проводить вычислительные эксперименты по исследованию происходящих в ней гидромеханических и тепловых процессов как при ламинарном, так и при турбулентном режиме течения охлаждающей жидкости.

Для достижения хорошей точности и устойчивости численного моделирования при решении сопряженных тепловых и гидродинамических задач расчеты приходится выполнять с использованием достаточно мелкой конечноэлементной сетки, сгущающейся при приближении к теплоотдающим поверхностям.

Для оценки степени адекватности результатов, получаемых при численных расчетах, разработанные компьютерные модели были применены для анализа процессов теплопередачи в каналах систем водяного охлаждения имитаторов яруса базовой несущей конструкции (рис. 1) и многоярусной стойки (рис. 2), которые были созданы для проведения экспериментальных исследований.

В имитаторе ярусной секции БНК теплотрубный панельный коллектор собран из семи П-образных тепловых труб; концевые участки – зоны конденсации ТТ, расположенные в каналах водяного охлаждения в боковых стенках (рис. 1), – направлены вверх, что обеспечивает возврат

конденсата под действием гравитационных сил (как в термосифоне). Используемый в макете ТТПК выполнен из тепловых труб, имеющих внешний диаметр 14 мм с пластинчатым оребрением (ширина полки 30 мм). Для подвода тепла к нему снизу в поперечном направлении присоединены 14 электрических имитаторов тепловой нагрузки.

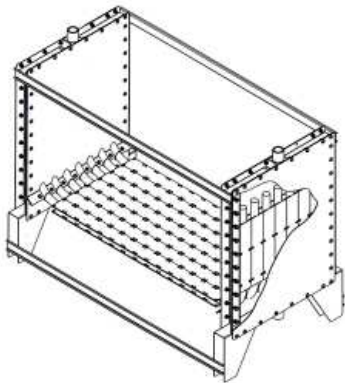


Рис. 1. Имитатор ярусной секции БНК

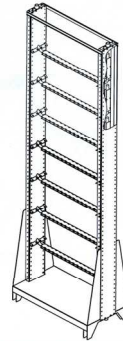


Рис. 2. Имитатор многоярусной стойки

В имитаторе восьмисекционной стойки используются семь ТТ такого же типа (по одной на ярус), к каждой из которых присоединены по два имитатора тепловой нагрузки, расположенные вдоль ТТ. Для выравнивания температур различных ярусов выведенные в каналы охлаждения вертикальные концевые части ТТ соединены с вертикальными тепловыми трубами (это приводит к увеличению площади теплоотдающих поверхностей, омываемых потоком охлаждающей жидкости).

При моделировании рассмотренных систем задавались следующие граничные условия (ГУ).

*Гидродинамические ГУ.* На неподвижных поверхностях (стенки каналов водяного охлаждения, входного и выходного патрубков, поверхности тепловых труб) для скорости жидкости задаются условия прилипания ( $v_i = 0, i = \overline{1,3}$ ). На срезе входного патрубка задается распределение осевой компоненты скорости жидкости, которое обеспечивает заданную величину ее расхода, а также нулевые значения для ее поперечных составляющих. На срезе выходного патрубка задается нулевое значение давления. На поверхностях симметрии задаются нулевые значения нормальных компонент скорости жидкости.

*Тепловые ГУ.* На стенках каналов и патрубков, а также на плоскостях симметрии при моделировании задавались нулевые значения теплового потока, тогда как на теплоотдающих поверхностях для сопоставления результатов численного и экспериментального моделирования задавались значения температуры, полученные при проведении натурных экспериментов при различных величинах тепловой нагрузки и расхода охлаждающей жидкости. На срезе входного патрубка задавались значения температуры воды, подаваемой в систему охлаждения.

### 3. Результаты компьютерного моделирования

Для оценки адекватности и точности разработанных компьютерных моделей был проведен ряд вычислительных экспериментов, в которых в качестве исходных данных использовались значения температур на теплоотдающих поверхностях и расхода охлаждающей жидкости, полученные при

проведении натурных экспериментов в установившихся режимах. Численные решения, полученные при моделировании, дали возможность выяснить некоторые особенности гидродинамических и тепловых процессов, происходящих в системах водяного охлаждения натуральных имитаторов БНК, которые не были в полной мере выявлены в рамках экспериментальных исследований из-за сложности прямого измерения значений скорости жидкости и температуры в произвольных точках потока.

*Моделирование тепловых и гидродинамических процессов в каналах водяного охлаждения имитатора ярусной секции БНК.* Учет симметрии конструкции системы водяного охлаждения макета яруса БНК относительно двух плоскостей при построении компьютерной модели позволил уменьшить размер расчетной области в четыре раза, что дало возможность значительно сократить объем вычислений и уменьшить объем памяти компьютера, нужный для их выполнения.

При численном моделировании процессов теплообмена в каналах водяного охлаждения имитатора ярусной секции БНК при подаче охлаждающей жидкости сверху были проведены расчеты для случая общего расхода воды 6 л/мин, т.е. 3 л/мин на каждый канал. При этом на поверхностях охлаждаемых концевых частей ТТ задавались значения температуры, отвечающие значениям тепловой нагрузки  $P_{нагр} = 710, 1050, 1610, 2055$  и  $2475$  Вт, которая подавалась в зоны нагрева тепловых труб при проведении экспериментального моделирования, измеренные в установившемся режиме. Расчеты были выполнены как для ламинарного, так и для турбулентного режима течения.

Результаты моделирования показали, что (как и следовало ожидать) из-за того, что подвод и отвод охлаждающей воды осуществляется через центрально расположенные патрубки, основная часть потока жидкости от входа к выходу проходит в центральной части канала, а в боковых частях канала имеют место обратные циркуляционные течения. При больших тепловых нагрузках потоки в боковых частях канала значительно усиливаются благодаря термоконвекции жидкости.

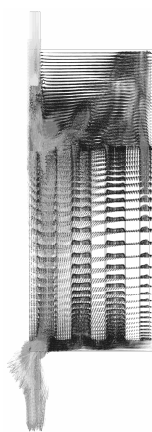


Рис. 3. Поле вектора скорости жидкости в 1/2 сечения канала системы охлаждения

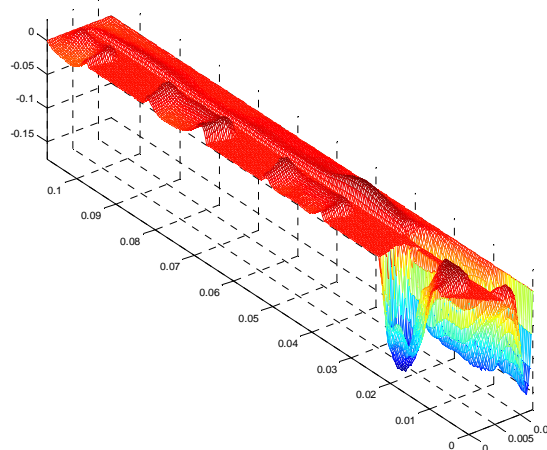


Рис. 4. Профиль вертикальной компоненты скорости жидкости на уровне верхних концов хвостовых частей ТТ

В этом случае режим охлаждения хвостовых частей отдаленных от центра канала тепловых труб определялся прежде всего этими конвективными течениями.

На рис. 3 показана картина распределения поля вектора скорости жидкости в узлах расчетной сетки, полученная в результате расчетов для ламинарного режима при температурах теплоотдающих поверхностей, отвечающих тепловой мощности 2475 Вт. На рис. 4 приведен профиль вертикальной компоненты скорости жидкости в 1/4 поперечного сечения канала на уровне верхних концов хвостовых частей тепловых труб. Эти рисунки дают достаточно детальное представление о структуре течения жидкости в канале.

Таблица 1. Расчетные значения тепловой мощности  $P_{расч}$ , отдаваемой в каналах системы охлаждения, и их отклонения от данных эксперимента (имитатор ярусной секции БНК)

$P_{нагр}$ , Вт	710	1050	1610	2055	2475
$P_{расч}^{(лам)}$ , Вт	128	543	1509	1841	2591
$\delta^{(лам)}$ , %	-82,0	-48,3	-6,3	-10,4	4,7
$P_{расч}^{(турб)}$ , Вт	729	947	1749	2041	3240
$\delta^{(турб)}$ , %	2,7	-9,9	8,7	-0,7	30,9

Результаты проведенных вычислительных экспериментов хорошо согласуются с данными, полученными при натурном моделировании. В табл. 1 приведены данные для расчетных значений тепловой мощности  $P_{расч}$ , отдаваемой в каналах системы охлаждения, которая вычислялась как разница интегральных тепловых потоков на выходе и входе каналов при исходных данных, соответствующих различным экспериментальным тепловым нагрузкам.

Как видно из табл. 1, при больших значениях тепловой нагрузки (1610–2475 Вт) разница

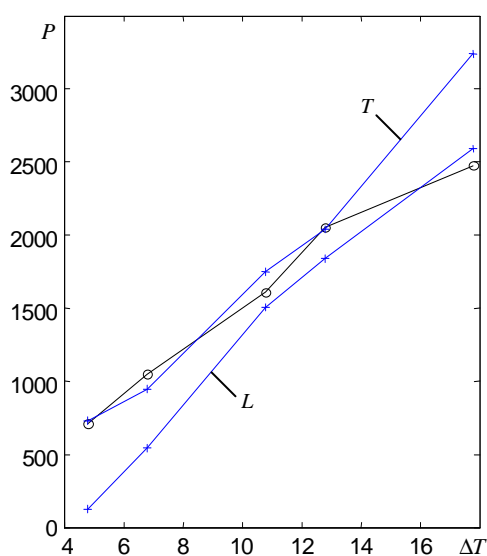


Рис. 5. Зависимость  $P_{расч}$  от разницы средней температуры на поверхностях концевых частей ТТ и температуры воды на входе системы охлаждения  $\Delta T = T_{ср} - T_{вх}$  (имитатор ярусной секции БНК)

между значениями  $P_{расч}$ , полученными при расчетах в ламинарном режиме, и величиной тепловой нагрузки, которая подавалась на макет при экспериментальном моделировании, составила ~10 % (такой же уровень точности имели оценки теплоотдачи по разнице измеренных значений температуры воды на входе и выходе). Однако для малых значений тепловой нагрузки (710 и 1050 Вт) расчеты, проведенные в ламинарном режиме, дали значительно заниженные значения  $P_{расч}$ . При переходе к расчетам в режиме турбулентного течения жидкости были получены результаты, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными. В то же время для максимальной тепловой нагрузки моделирование в турбулентном режиме дало завышенное значение  $P_{расч}$ .

На рис. 5 показаны графики зависимости  $P_{расч}$  от разницы средней температуры на поверхностях концевых частей ТТ и температуры воды

на входе системы охлаждения  $\Delta T = T_{cp} - T_{ex}$  ( $T_{ex} = 19,2^\circ\text{C}$ ). На нем маркерами "o" обозначены значения  $P_{нагр}$ , а маркерами "+" – значения  $P_{расч}$ , полученные при компьютерном моделировании в ламинарном ( $L$ ) и турбулентном ( $T$ ) режимах.

Анализ результатов численного и экспериментального моделирования дает возможность объяснить эту разницу в эффективности теплопередачи в каналах системы водяного охлаждения исследуемого макета яруса базовой несущей конструкции, которая наблюдается при разных уровнях тепловой нагрузки. Так, поток воды, поступающий по подводящим трубам (внутренний диаметр 20 мм), при расходе 3 л/мин на канал имеет в них среднюю скорость около 16 см/сек, что отвечает числу Рейнольдса  $Re \approx 3200$ , т.е. течение является в достаточной мере турбулинизированным. Внутри канала охлаждения скорость течения уменьшается и в большей части объема канала быстро ламинаризуется. Такая картина течения наблюдается при больших уровнях тепловой нагрузки, поскольку интенсивные восходящие термоконвекционные потоки, которые проходят вдоль большей части теплоотдающих поверхностей, экранируют неоднородности сборки хвостовых частей тепловых труб, выведенных в канал. Однако при малых уровнях тепловой нагрузки интенсивность термоконвекции значительно уменьшается, и поток воды, который входит в канал, взаимодействует с конструктивными неоднородностями сборника теплоотдающих элементов, что приводит к турбулинизации течения, и, как результат, к повышению эффективности теплоотдачи.

Расчеты, проведенные при помощи разработанной компьютерной модели для случая подачи охлаждающей воды снизу вверх при задании на теплоотдающих поверхностях концевых частей тепловых труб ТТПК температур, которые наблюдались при проведении экспериментальных исследований для значений тепловой нагрузки  $P_{нагр} = 1590, 2170, 2865$  и  $3600$  Вт (общий расход воды 6 л/мин, ее температура на входе  $6,5^\circ\text{C}$ ), показали согласование расчетных и экспериментальных значений общей тепловой мощности  $\sim 25\text{--}30\%$  (результаты расчетов несколько превышали экспериментальные данные). Это достаточно регулярное отклонение может быть объяснимо тем, что при моделировании до расчетов не были включены небольшие неоребранные участки изгибов тепловых труб в местах их ввода в канал, которые могут приводить к нарушению симметрии картины течения жидкости в канале макета системы охлаждения при ее подаче снизу. Введение поправочного коэффициента  $k_p \approx 0,8$  позволило скорректировать значение вычисленной тепловой мощности и приблизить их к значениям, наблюдаемым в эксперименте.

*Моделирование тепловых и гидродинамических процессов в каналах водяного охлаждения имитатора многоярусной стойки.* В случае, когда БНК выполнена в виде многоярусной стойки, при прохождении по каналу температура охлаждающей воды постепенно повышается, что ухудшает условия охлаждения зон конденсации ТТ ярусов, расположенных по течению; если не предпринимать дополнительных мер, это может привести к значительной неравномерности температурных режимов электронного оборудования, установленного на разных ярусах стойки.

Симметрия каналов системы водяного охлаждения имитатора многоярусной стойки и размещенных в них ТТ относительно одной плоскости позволила при построении компьютерной модели уменьшить размер расчетной области в два раза. Это дало возможность сократить объем вычислений при моделировании и уменьшить до приемлемых размеров требуемый объем памяти компьютера.

Анализ данных экспериментальных измерений показал, что продольные тепловые трубы, к которым присоединены концевые части теплоотводящих ТТ, эффективно осуществляют выравнивание температур различных ярусов при подаче воды как сверху вниз, так и снизу вверх (перепад температур зон конденсации ярусных ТТ составлял 3–5 градусов). Установка дополнительных ТТ также увеличивает общую площадь теплоотдающих поверхностей в канале водяного охлаждения.

*Подача охлаждающей воды сверху вниз.* Расчеты были проведены для случая общего расхода охлаждающей жидкости 6 л/мин (3 л/мин на канал). На теплоотдающих поверхностях тепловых труб задавались температуры, отвечающие данным экспериментальных измерений для суммарной тепловой нагрузки  $P_{нагр} = 1050, 1610, 2635$  и  $3672$  Вт. Температура воды на входе системы охлаждения при этом составляла  $T_{вх} = 21^\circ\text{C}$ .

Расчеты осуществлялись для режима ламинарного течения жидкости. Результаты моделирования для случая представления охлаждающей воды сверху вниз показали, что структура течения жидкости в канале охлаждения формируется как основным потоком воды, протекающим сверху вниз, так и направленными навстречу ему термоконвекционными течениями. Между этими течениями существует значительное взаимодействие; при этом картина течения воды заметно изменяется вдоль канала.

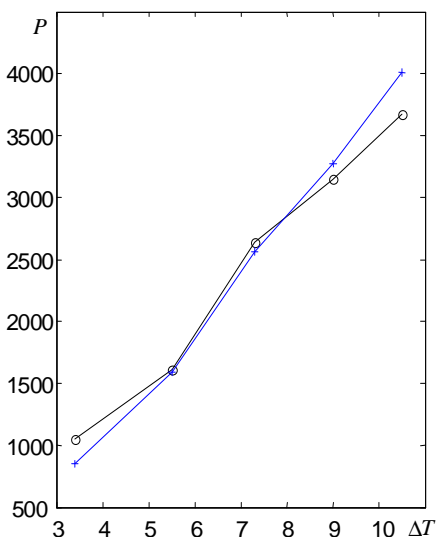


Рис. 6. Зависимость  $P_{расч}$  от разницы средней температуры на поверхностях концевых частей ТТ и температуры воды на входе системы охлаждения  $\Delta T = T_{ср} - T_{вх}$  (имитатор многоярусной стойки)

При проведении численного моделирования на основе анализа данных экспериментальных измерений по оценкам, полученным на основе соотношений теплового баланса по разнице температур охлаждающей жидкости на выходе и входе левого и правого каналов и разнице температур теплоотдающих поверхностей, была проведена коррекция в сторону уменьшения значения расхода воды в правом канале.

С учетом введенной коррекции, сопоставление значений интегрального теплового потока  $P_{расч}$ , передаваемого в системе водяного охлаждения, полученного по результатам численного моделирования, со значениями  $P_{нагр}$ , которые задавались при проведении экспериментальных измерений, показало их согласование в пределах 10–20%. На рис. 6 показаны графики зависимости  $P_{расч}$  и  $P_{нагр}$  от разницы средней температуры на поверхностях



концевых частей ТТ и температуры воды на входе  $\Delta T = T_{cp} - T_{ex}$  ( $T_{ex} = 21^\circ\text{C}$ ). Маркерами "о" обозначены точки зависимости  $P_{нагр}$  от  $\Delta T$  по результатам экспериментальных исследований, а маркерами "+" – значения  $P_{расч}$ , полученные при компьютерном моделировании.

*Подача охлаждающей воды снизу вверх.* В этом случае направления термоконтракции и основного потока охлаждающей жидкости совпадают, и они уже не тормозят друг друга. Это приводит к увеличению скорости воды в пристеночном слое возле поверхностей теплоотдающих элементов, где происходит передача тепла от них к охлаждающей жидкости, что увеличивает теплоотдачу и повышает эффективность работы системы охлаждения.

В этом случае результаты численного моделирования в режиме ламинарного течения в диапазоне тепловых нагрузок, рассмотренном при экспериментальном моделировании, имеют рассогласование с экспериментом по интегральному тепловому потоку в пределах ~20–25 % в сторону увеличения, что позволяет скорректировать их путем введения поправочного коэффициента  $k_p \approx 0,8–0,85$ .

#### 4. Выводы

Таким образом, сопоставление результатов численного моделирования процессов передачи тепла в каналах систем водяного охлаждения имитаторов ярусной секции и многоярусной стойки БНК с тепловыми трубами, полученными при использовании разработанных компьютерных моделей при различных режимах подачи охлаждающей жидкости и уровнях тепловой нагрузки, с результатами натурных экспериментов показало, что разработанные компьютерные модели адекватно описывают тепловые и гидродинамические процессы, происходящие в рассмотренных системах. При этом уровень точности определения по результатам компьютерного моделирования полной тепловой мощности, которая снимается из расположенных в каналах охлаждения конечных частей тепловых труб, находится в границах от 10–15 % до 20–25 %, что является приемлемым при проведении инженерных расчетов. Это дает возможность сделать вывод, что созданные компьютерные модели могут эффективно использоваться при проведении расчетов и оптимизации тепловых и гидродинамических процессов при проектировании систем охлаждения перспективных БНК с ТТ как рассмотренного типа, так и имеющих иную конструкцию. Они также могут быть полезны при расчете теплообменников, используемых в различных других отраслях.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глушицкий И.В. Охлаждение бортовой аппаратуры авиационной техники. – М.: Машиностроение, 1987. – 184 с.
2. Лутченко Л.С., Лайне В.А. Моделирование и анализ тепловых режимов аппаратуры многоканальной связи. – СПб.: ГУТ им. Проф. М.А. Бонч-Бруевича, 1995. – 186 с.
3. Тепловые трубы для охлаждения и термостатирования РЭА. – М.: Энергия, 1979. – 128 с.
4. Дульнев Г.Н., Беляков А.П. Тепловые трубы в электронных системах стабилизации температуры. – М.: Радио и связь, 1985 – 96 с.
5. Чи С. Тепловые трубы. Теория и практика. – М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.
6. Николаенко Ю.Е. Аппаратное построение высокопроизводительных вычислительных систем с повышенной эффективностью теплоотвода // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2005. – № 5. – С. 31–34.
7. Деклараційний патент України на винахід № 58839 А, МПК7 Н 05К7/20. Шафа для радіоелектронної апаратури / Ю.Є. Ніколасенко; Опубл. 15.08.03. – 5 с.

8. Николаенко Ю.Е. Схемные решения организации теплоотвода от функциональных модулей ЭВМ с помощью двухфазных теплопередающих элементов и устройств // Управляющие системы и машины. – 2005. – № 2. – С. 29–36.
9. Горошко И.О., Николаенко Ю.Е. Моделирование процессов теплопередачи в системах охлаждения радиоэлектронного оборудования с теплотрубными панельными коллекторами // Электронное моделирование. – 2005. – Т. 27, № 5. – С. 115–123.
10. Померанцев А.А. Курс лекций по теории тепломассообмена. – М.: Высшая школа, 1965. – 350 с.
11. Протодьяконов И.О. Явления переноса в процессах химической технологии / И.О. Протодьяконов, Н.А. Марцулевич, А.В. Марков. – Л.: Химия, 1981. – 264 с.
12. Ши Д. Численные методы в задачах теплообмена. – М.: Мир, 1988. – 544 с.

*Стаття надійшла до редакції 14.03.2008*