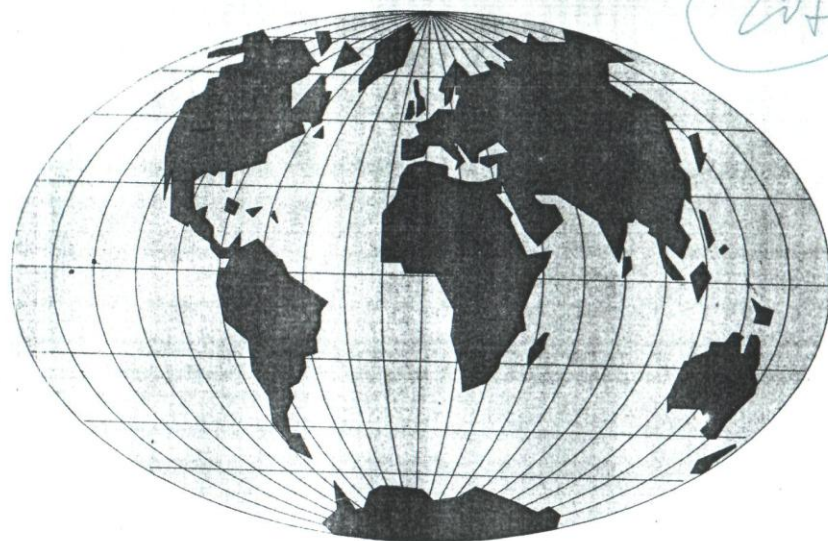


НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МОДЕЛЮВАННЯ В ЕНЕРГЕТИЦІ



МОДЕЛЮВАННЯ ТА ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ
ВИПУСК 43

КИЇВ - 2007

Висновок. Дане дослідження показало, що метод моделювання динамічних об'єктів на основі апроксимації за допомогою ланцюгових дробів дає змогу отримати досить точні моделі низького порядку які ефективно реалізуються в середовищі Matlab, причому із збільшенням порядку дробово-раціонального наближення точність зростає. Апробацію методу було проведено на моделях включно до дев'ятого порядку. При цьому було отримано стійкі і досить точні моделі.

1. Верлань А.Ф., Сизиков В.С. Интегральные уравнения: методы, алгоритмы, программы. Справочное пособие. – К.: Наукова думка, 1986. – 543 с.
2. Скоробогатько В.Я. Теория ветвящихся цепных дробей и ее применение в вычислительной математике. — М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1983. — 312 с.

Поступила 19.11.2007р.

УДК: 519.6

А.Ф.Верлань, И.О.Горошко, Ю.Е.Николаенко

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛА В КАНАЛАХ ВОДЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МНОГОЯРУСНОЙ БНК С ТЕПЛОТРУБНЫМИ ПАНЕЛЬНЫМИ КОЛЛЕКТОРАМИ

Методами компьютерного моделирования исследованы процессы передачи тепла в каналах водяного охлаждения многоярусной БНК с теплотрубными панельными коллекторами. Проведено сравнение результатов численного моделирования с данными натурных экспериментов.

Heat transfer processes in water cooling channels of multistage basic bearing structure are investigated using computer simulation methods. A comparison of numerical simulation results with experimental data is carried out.

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 обеспечения отвода большого количества тепла, которое выделяется при работе электронных элементов [2, 5].

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" [4, 10, 11]. 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 малоприменимыми, 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 [3] построена тепловая схема многоярусной БНК, использование которой позволяет с достаточной степенью точности моделировать процессы теплопередачи внутри стойки. При этом наиболее критичным моментом, однако, 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 [1, 3]. Для оценки точности численного моделирования его результаты сравниваются с результатами измерений, полученных при проведении натурных экспериментов, которые проводились на макете имитатора восьмисекционной стойки в широком диапазоне тепловых нагрузок и различных режимах подачи охлаждающей воды.

Математическая формулировка 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 [9, 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; λ – коэффициент теплопроводности; c – удельная теплоемкость жидкости; ρ – ее плотность; μ – 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 описываются 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.

Компьютерное моделирование. 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 режимах 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 имитатора многоярусной стойки (рис. 1), который был создан для проведения экспериментальных исследований.



Рис. 1

В имитаторе восьмисекционной стойки используется также 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 также к увеличению площади теплоотдающих поверхностей, омываемых потоком охлаждающей жидкости).

Симметрия каналов системы водяного охлаждения имитатора многоярусной стойки и размещенных в них ТТ относительно одной плоскости позволило 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.

При моделировании рассмотренной системы 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 осевых компоненты скорости жидкости, которое обеспечивает заданную величину ее расхода, и 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.

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 выявить некоторые особенности гидродинамических и тепловых процессов, происходящих в системах водяного охлаждения натурных имитаторов БНК, которые не были в полной мере выявленные в рамках экспериментальных исследований из-за сложность прямого измерения значений скорости жидкости и температуры в произвольных точках потока.

При прохождении воды по каналам охлаждения ее температура постепенно повышается, что ухудшает условий охлаждения зон конденсации ТТ ярусов стойки БНК, расположенных по течению. Если не предпринимать дополнительных мер, это может привести к значительной неравномерности температурных режимов электронного оборудования, установленного на разных ярусах стойки.

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 увеличивают общую площадь теплоотдающих поверхностей в канале водяного охлаждения.

Подача охлаждающей воды сверху вниз. Расчеты были проведенными 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

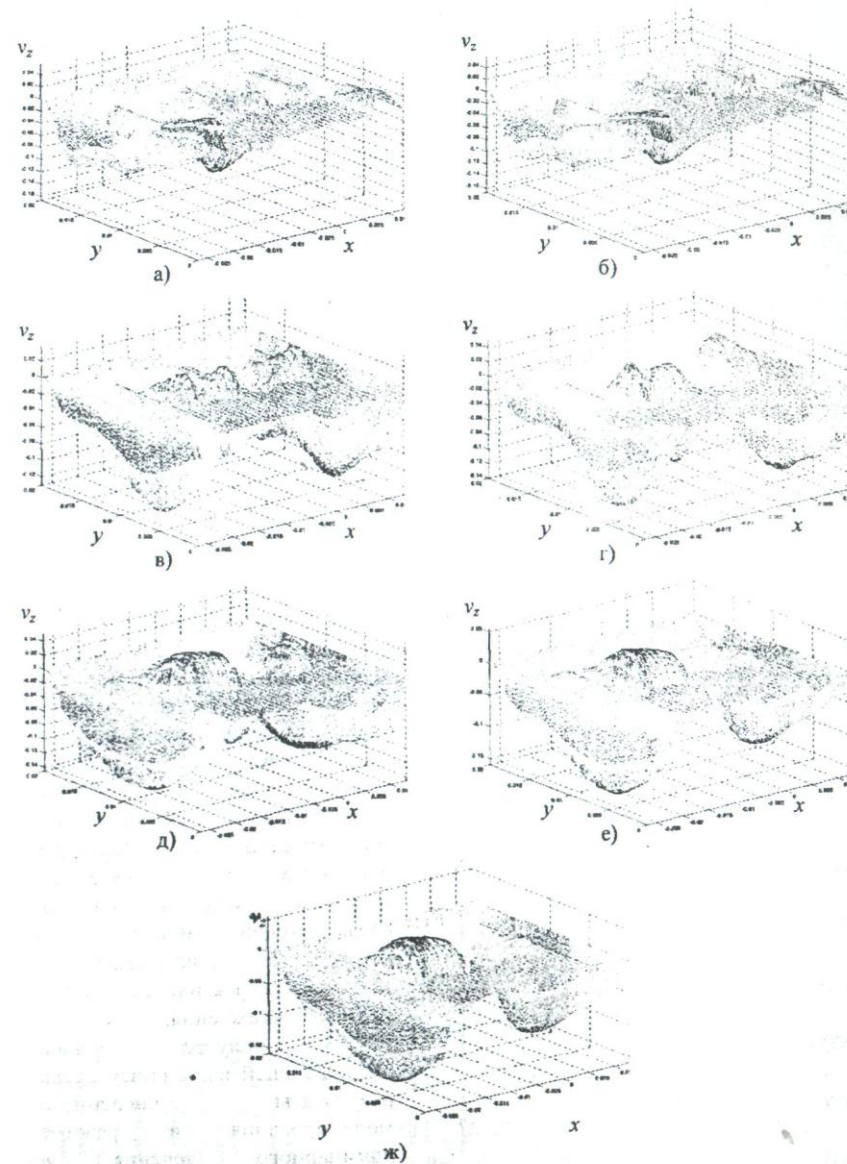


Рис. 2.

мируется как основным потоком воды, что протекающим сверху вниз, и направленными навстречу ему термоконвекционными течениями. С этими течениями имеет место значительное взаимодействие; картина течения воды заметно изменяется вдоль канала. Характер этих изменений хорошо видно на рис. 2, где приведены профили вертикальной (дольной) составляющей вектора скорости жидкости в поперечных сечениях канала охлаждения на уровне средин конечных частей ТТ от самого до нижнего яруса, полученные при численном моделировании в режиме ламинарного течения для значений температуры теплоотдающих элементов, соответствующих экспериментальным измерениям, проведенным при общей тепловой нагрузке 3672 Вт.

С учетом введенной коррекции, сопоставление значений интегрального теплового потока $P_{расч}$, передаваемого в системе водяного охлаждения, полученным по результатам численного моделирования, со значениями $P_{нагр}$, которые задавались при проведении экспериментальных измерений, показало отклонение в пределах 10–20 %.

На рис. 3 показаны графики зависимости $P_{расч}$ и $P_{нагр}$ от разницы средней температуры на поверхностях конечных частей ТТ и температуры воды на входе $\Delta T = T_{ср} - T_{вх}$ ($T_{вх} = 21^\circ\text{C}$). Маркерами "о" обозначены точки зависимости от ΔT по результатам экспериментальных исследований, а маркерами "х" – значения $P_{расч}$, что получены при компьютерном моделировании.

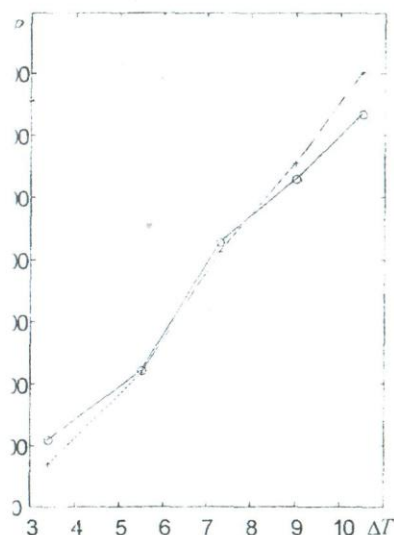


Рис. 3

Подача охлаждающей воды снизу вверх. В этом случае направление термоконвекции 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 случае подачи охлаждающей воды снизу вверх результаты численного моделирования в режиме ламинарного течения в диапазоне тепловых нагрузок,

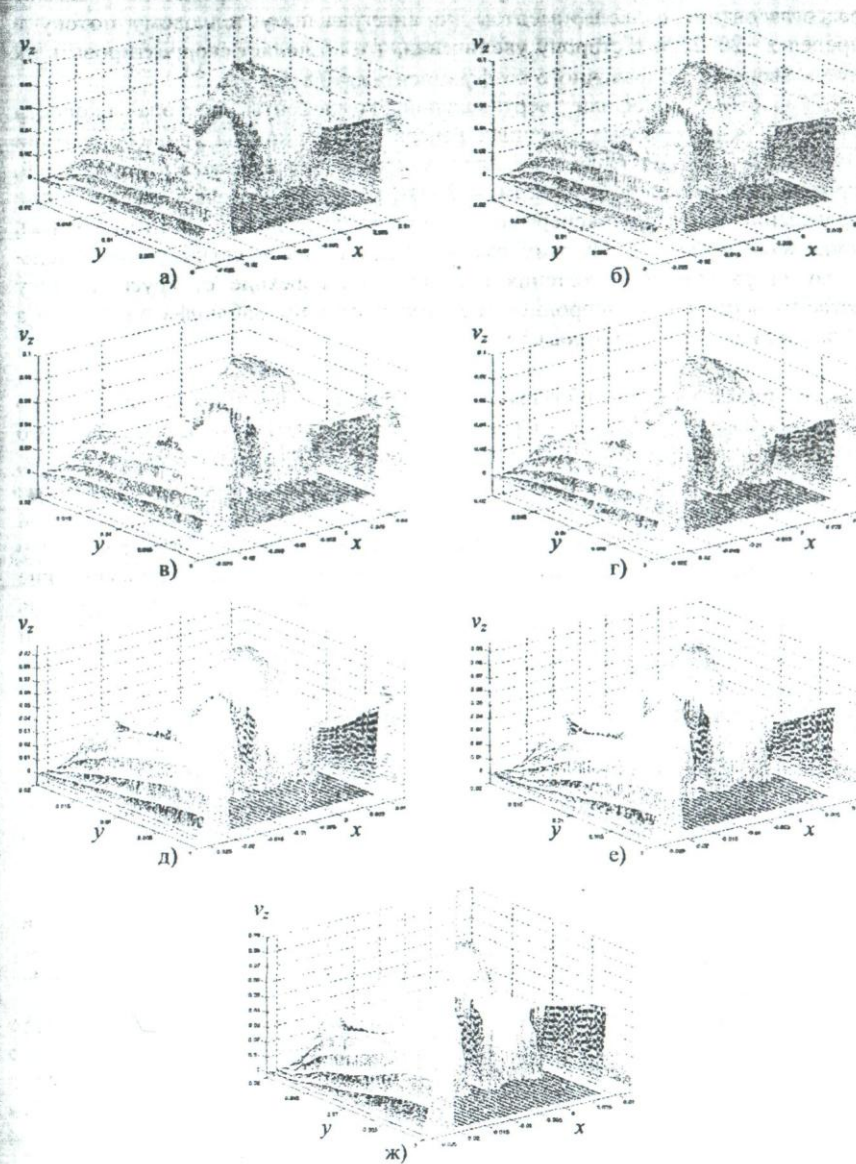


Рис. 4.

рассмотренном при экспериментальном моделировании, имеют расхождение с экспериментом по интегральному тепловому потоку в пределах ~20–25 % в сторону увеличения, что позволяет скорректировать их путем введения поправочного коэффициента $k_p \approx 0,8–0,85$.

Расчетные профили вертикальной компоненты вектора скорости жидкости в поперечных сечениях канала охлаждения на уровнях середин концевых частей тепловых труб для температур охлаждаемых поверхностей, отечающих тепловой мощности, 4330 Вт, которая подавалась на макет при проведении натурных экспериментов, при расходе воды 2 л/мин на канал, приведены на рис. 4. Из этих графиков видно, что в случае подачи воды снизу вверх структура течения в канале при переходе от яруса к ярусу остается достаточно однородной (некоторые отличия наблюдаются только в области двух верхних ярусов).

Выводы. Таким образом, сопоставление результатов численного моделирования процессов передачи тепла в каналах систем водяного охлаждения имитатора многоярусной стойки БНК с тепловыми трубами, полученных при использовании разработанных компьютерных моделей при различных режимах подачи охлаждающей жидкости и уровнях тепловой нагрузки, с результатами натурных экспериментов показало, что разработанные модели адекватно описывают тепловые и гидродинамические процессы, происходящие в рассмотренной системе. При этом уровень точности определения по результатам компьютерного моделирования полной тепловой мощности, снимаемой с расположенных в каналах охлаждения концевых 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.

1. Зерлянь А.Ф., Горошко И.О., Николаенко Ю.Е. Моделирование тепловых и гидродинамических процессов в перспективных БНК с тепловыми трубами // Тезисы V Межд. конф. "Проблемы промышленной теплотехники" (22–26 мая 2007 г.), Киев, ИТФ НАНУ.
2. Тушицкий И.В. Охлаждение бортовой аппаратуры авиационной техники. – М.: Машиностроение, 1987. – 184 с.
3. Горошко И.О., Николаенко Ю.Е. Моделирование процессов теплопередачи в системах охлаждения радиоэлектронного оборудования с теплотрубными панельными коллекторами // Электронное моделирование. – 2005. – № 5. – С. 115–123.
4. Дольнев Г.Н., Беляков А.П. Тепловые трубы в электронных системах стабилизации температуры. – М.: Радио и связь. – 1985. – 96 с.
5. 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.

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. 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.
8. Декларационный патент Украины на винахід № 58839 А, МПК7 Н 05К7/20. Шафа для радіоелектронної апаратури / Ю.С. Ніколаєнко. – 5 с. іл.; Опубл. 15.08.2003.
9. Померанцев А.А. Курс лекций по теории тепломассобмена. М.: Высшая школа, 1965. – 350 с.
10. Тепловые трубы для охлаждения и термостатирования РЭА. – М.: Энергия, 1979. – 128 с.
11. Чи С. Тепловые трубы. Теория и практика. – М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.
12. Ши Д. Численные методы в задачах теплообмена. – М.: Мир, 1988. – 544 с.

Поступила 19.11.2007г.

УДК 621.3.011.7

О.О. Ситник, К.М.Ключка

ОДИН З МЕТОДІВ ЗАСТОСУВАННЯ ІНТЕГРАЛЬНИХ РІВНЯНЬ ДО АНАЛІЗУ ЛІНІЙНИХ СТАЦІОНАРНИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ КІЛ ІЗ ЗОСЕРЕДЖЕНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Для аналізу лінійних стаціонарних електричних кіл із зосередженими параметрами запропоновано метод на основі застосування інтегральних рівнянь та ефективний алгоритм чисельного розв'язання таких рівнянь.

A method for the analysis of steady-state electric circuits with lumped parameters based on the application of integral equations and effective algorithm for solving equations of this type.

Вступ. Аналіз перехідних процесів у складних лінійних стаціонарних електричних колах із зосередженими параметрами проводиться за допомогою систем диференціальних рівнянь, що їх описують [1], [2], [3]. Розв'язання подібних рівнянь часто є можливим лише тільки за допомогою чисельних методів [4], [5]. Інший метод опису таких кіл полягає в застосуванні інтегральних рівнянь [6], [7].

В даній статті пропонується один із можливих методів застосування інтегральних рівнянь та пропонується ефективний алгоритм чисельного розв'язання таких рівнянь.