

УДК 621.396.6

В.В. УШАНОВ, В.Н. ОЛЕЙНИК

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ**

*Предложен метод для решения задачи выбора принудительной системы охлаждения в радиоэлектронной аппаратуре, с целью обеспечения требуемых значений уровня шума и теплового сопротивления охладителя при заданных параметрах. Рассматриваемая задача относится к классу многокритериальных задач параметрической оптимизации. Предложен подход к решению поставленной задачи путем составления математической модели системы и показана возможность поиска экстремума целевой функции методом покоординатного спуска. Применение предлагаемого подхода, обеспечивает существенное снижение временных затрат на тестирование производительности систем с принудительным воздушным охлаждением с целью поиска рационального решения. Показана проверка адекватности предложенной математической модели на примере процессоров малой мощности выбором числа оборотов вентилятора при условиях ограничений.*

**Ключевые слова:** системы с принудительным воздушным охлаждением, оптимизация, тестирование, целевая функция, радиатор, производительность.

**Введение**

При конструировании современных и перспективных персональных ЭВМ, медицинской аппаратуры и других средств электронно-вычислительной техники и управления широко применяются высокопроизводительные микропроцессоры, содержащие большое количество транзисторов. Чем больше транзисторов содержит микропроцессор и чем выше его тактовая частота, тем больше потребляемая им мощность. Известны микропроцессоры с потребляемой мощностью 7-150 Вт [1]. Основным фактором, сдерживающим дальнейший рост тактовой частоты и количества транзисторов на кристалле, является нагрев активной области микропроцессора, обусловленный высокой плотностью тепловыделения в кристалле [2, 3].

Для обеспечения нормального теплового режима микропроцессоров используются различные системы: с естественным воздушным охлаждением на основе радиаторов, с активным воздушным охлаждением на основе вентиляторов и радиаторов, с жидкостным охлаждением, термоэлектрические системы на основе элементов Пельте и криогенные системы [4].

Наиболее распространенными остаются системы охлаждения, в которых использованы ребристые радиаторы, обдуваемые размещенным сверху [4] или внутри них [5] вентилятором, так называемые кулеры. В большинстве случаев ребра радиатора выполняются в виде тонких пластин. Для увеличе-

ния теплорассеивающей поверхности радиатора увеличивают высоту ребер, а для интенсификации теплоотвода используют два вентилятора. Однако увеличение высоты ребер может быть эффективно лишь до некоторой величины, вследствие термического сопротивления материала ребер, а использование двух вентиляторов нежелательно из-за высокого уровня шума.

Была предложена математическая модель в виде целевой функции  $F$ , учитывающая две основные зависимости: эффективность охлаждения системы  $r_T$  и шум вентилятора  $N$  с учетом коэффициентов значимости для каждой:

$$F(r_m, N) = k_1 \times r_m(Z, H, L, B, \delta, b, P, \lambda_T, \lambda_m, v_f, \rho_f, c_p, t, V_d) + k_2 \cdot N(V_d, \alpha, d, k), \quad (1)$$

где  $k_1$  и  $k_2$  – коэффициенты значимости (назначаются экспертом,  $k_1 + k_2 = 1$ );

$Z$  – количество ребер радиатора;

$H, L, B, \delta, b$  – геометрические параметры радиатора;

$P$  – рассеиваемая мощность;

$\lambda_T$  – коэффициент теплопроводности;

$\lambda_m$  – степень черноты материала радиатора;

$v_f, \rho_f, c_p$  – теплофизические параметры воздуха;

$t$  – температура окружающей среды;

$V_d$  – линейная скорость вращения лопасти;

$\alpha, d, k$  – геометрические параметры вентилятора.

Геометрические параметры радиатора согласно выражению (1) представлены на рис. 1.

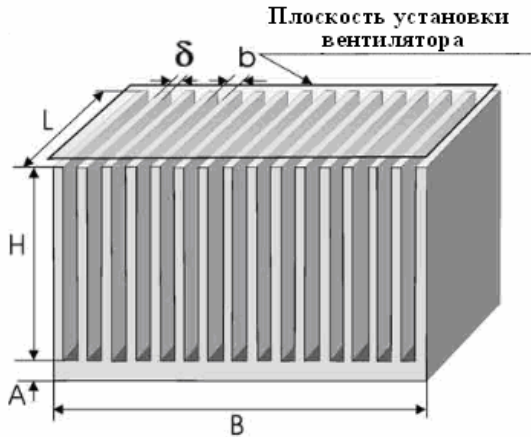


Рис. 1. Радиатор прямоугольной конструкции

Для оценки теплового сопротивления охлаждающего была применена методика расчета ребристого радиатора как элемента теплообменника с принудительной конвекцией [6].

### Постановка задачи исследования

Будем рассматривать частный случай задач оптимизации систем охлаждения (СО) – задачи для систем охлаждения с принудительной воздушной конвекцией [7].

Математическая модель (1), которая будет подвергаться оптимизации, включает в свой состав две функциональных зависимости – эффективность охлаждения и уровень шума охладителя.

Для оценки эффективности охлаждения, введем понятие теплового сопротивления системы охлаждения:

$$\theta_T = \frac{t_p - t_{cp}}{P}, \quad (2)$$

где  $t_p$  – температура основания радиатора;

$t_{cp}$  – температура окружающей среды;

$P$  – рассеиваемая мощность.

Согласно методике расчета ребристого радиатора как элемента теплообменника с принудительной конвекцией [6] общее количество тепла отдаваемое радиатором при заданной температуре радиатора  $t_p$  определяется как:

$$P = P_{pk} + P_l, \quad (3)$$

где  $P_{pk}$  – количество тепла, отдаваемое конвекцией с ребер радиатора;

$P_l$  – количество тепла, отдаваемое через тепловое излучение.

Эффективность охлаждения посредством теплового излучения по сравнению с принудительной

конвекцией невелика. Так, от радиатора при  $55^\circ\text{C}$  через излучение отводится только около 2% выделяемой мощности [8].

Для систем с принудительным охлаждением значимыми являются критерии Рейнольдса ( $Re$ ) и Нуссельта ( $Nu$ ), которые характеризуют переход от ламинарного к турбулентному режиму течения воздуха и конвективный теплообмен между теплоносителем и поверхностью твердого тела соответственно. Критерии Рейнольдса и Нуссельта для ламинарного течения воздуха описываются следующими уравнениями:

$$Re = \frac{\vartheta \cdot L}{\nu_f}, \quad (4)$$

где  $\vartheta$  – скорость воздуха в каналах между ребрами;

$L$  – размер радиатора вдоль ребра;

$\nu_f$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха при  $t_{cp}$ .

$$Nu = 0,57 \cdot \sqrt{Re}, \quad (5)$$

где  $Re$  – величина критерия Рейнольдса.

В такой системе можно обеспечить ламинарность на радиаторе обладающим высокими ребрами, которые продуваются параллельными (ламинарными) потоками до момента изменения направления течения воздуха либо на радиаторе радиальной конструкции, в котором выход воздушного потока не ограничивается основанием радиатора либо в специальных конструкциях радиаторов трапециевидной формы.

Следовательно, температуру основания радиатора СО можно записать в виде:

$$t_p = t_{cp} + \frac{P_{pk}}{Z\lambda_m \left[ \frac{2 \cdot Nu \cdot \lambda_B}{\lambda_m \cdot \delta \cdot L} \right]^{1/2} L\delta \cdot \text{th} \left[ \left[ \frac{2 \cdot Nu \cdot \lambda_B}{\lambda_m \cdot \delta \cdot L} \right]^{1/2} \cdot H \right]}, \quad (6)$$

где  $P_{pk}$  – количество тепла, отдаваемое конвекцией с ребер радиатора;

$Z, \delta, H, L$  – геометрические параметры радиатора;

$\lambda_m$  – коэффициент теплопроводности материала радиатора;

$\lambda_B$  – коэффициент теплопроводности воздуха при температуре  $t = t_{cp}$ ;

$t_{cp}$  – температура окружающей среды внутри корпуса РЭА.

А температуру окружающей среды внутри корпуса РЭА – условно равной:

$$t_{cp} = t_c + P / (2 \cdot S_k \cdot \vartheta \cdot \rho \cdot C_p), \quad (7)$$

где  $t_c$  – температура окружающей среды снаружи корпуса РЭА;

$P$  – мощность, выделяемая охлаждаемым элементом;

$S_k$  – суммарная площадь сечения каналов между ребрами;

$\vartheta$  – скорость воздуха в каналах между ребрами;

$\rho$  – плотность воздуха при температуре  $t_{cp} = 0,5 \times (t_p + t_c)$ ;

$C_p$  – теплоемкость воздуха при  $t = t_{cp}$ .

Для оценки уровня шума вентиляторов исключим его механическую составляющую, т.е. дисбаланс ротора крыльчатки, трение стопорной шайбы и т.д. поскольку эти параметры имеют случайный характер, а будем рассматривать только аэродинамическую составляющую. Из специальной литературы [9] известно, что зависимость уровня шума осевого вентилятора от числа оборотов описывается следующим выражением:

$$N_{ш} = N_{ш0} + 50 \lg(N_1 / N_0), \quad (8)$$

где  $N_{ш0}$  – уровень шума при  $N_0$  оборотах;

$N_1$  – приращение количества оборотов.

### Описание экспериментальной установки и методики проведения экспериментов

Экспериментальная установка оценки тепловой эффективности СО, включала – рабочий участок, систему подачи электропитания и систему измерения электрических и тепловых параметров. Элементами рабочего участка служили одновентиляторные охладители фирм Thermaltake и Titan. Технические характеристики СО представлены в табл. 1.

Тепловой имитатор процессора представлял собой цепочку мощных резисторов соединенных в определенном порядке и опущенных в алюминиевую емкость, заполненную трансформаторным маслом Т-150 с низким значением теплового сопротивления, как это показано на рис. 2. Масло, в свою очередь, путем теплопередачи нагревало алюминиевый цилиндр, на котором и выделялась вся мощность установки. Радиатор системы охлаждения с помощью универсальных креплений, в свою очередь, устанавливался на поверхность алюминиевого цилиндра диаметром 30 мм через слой термопасты КПТ-8.

Система электропитания обеспечила подачу переменного напряжения сети на регулятор напряжения, а затем на тепловой имитатор. Определялись значения тока и напряжения на тепловом имитаторе, а также температуры основания радиаторов. Для измерения температуры использовался цифровой термометр Т-125. Точность измерения температуры для данного прибора составляет 0,1 °С.

Таблица 1  
Основные технические характеристики исследуемых кулеров

	Titan TTC-W6T	Titan TTC-CU5TB	Thermaltake M6106C
Габариты радиатора, мм	65×60×55	62×62×30	75×75×60
Количество ребер	27	24	55
Материал радиатора	алюминий	медь	медь
Уровень шума, дБ	<23	<34	<28
Габариты вентилятора, мм	65×65×15	60×60×15	75×75×25
Количество лопа-стей	11	7	7
Наличие тепловых трубок	нет	нет	есть
Объемный расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин	0,52	1,25	0,45
Частота вращения, 1/мин	1750(±10%)	3700 (±10%)	1550(±10%)

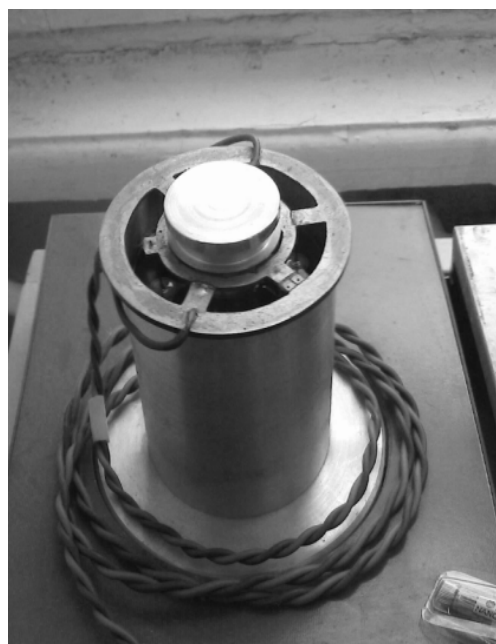


Рис. 2. Внешний вид установки тепловой имитации микропроцессора

На рис. 3 приведен полный внешний вид экспериментальной установки, с помощью которой проходило тестирование принудительных систем охлаждения.

Для проведения исследований уровня шума вентиляторов был выбран прибор ВШВ-003-М2, который предназначен для измерения и частотного анализа параметров шума и вибрации при испыта-



некоторую точку  $M_0(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$ . Зафиксируем все координаты функции  $f_1$ , кроме первой. Тогда  $f_1(x_1) = f(x_1, x_2^0, \dots, x_n^0)$  функция одной переменной  $x_1$ . Первый шаг процесса оптимизации состоит в спуске по координате  $x_1$  в направлении убывания функции  $f_1$  от точки  $M_0$  до некоторой точки  $M_1(x_1^1, x_2^1, \dots, x_n^1)$ . Если функция  $f$  дифференцируемая, то значение  $x_1^1$  может быть найдено:

$$x_1^1 = x_1^0 - a_1^1 \frac{\partial f}{\partial x_1}(M_0). \quad (11)$$

Зафиксируем теперь все координаты кроме  $x_2$ , и рассмотрим функцию при переменной

$$\omega(x_2) = f(x_1^1, x_2, x_3^0, \dots, x_n^0).$$

Снова осуществляем спуск теперь по координате  $x_2$ , в сторону убывания функции  $\omega$  от точки  $M_1$  до точки  $M_2(x_1^1, x_2^1, x_3^0, \dots, x_n^0)$ . Значение  $x_2^1$  можно найти:

$$x_2^1 = x_2^0 - a_2^1 \frac{\partial f}{\partial x_2}(M_1). \quad (12)$$

Аналогично проводится спуск по координатам  $x_3, x_4, \dots, x_n$ , а затем процедура снова повторяется от  $x_1$  до  $x_n$ . В результате этого процесса получается последовательность точек  $M_0, M_1, \dots$ , в которых значения целевой функции составляют монотонно убывающую последовательность

$$f(M_0) \geq f(M_1) \geq \dots$$

На любом  $k$ -том шаге этот процесс можно прервать. И значение функции в точке  $k$  принимается в качестве наименьшего значения целевой функции в рассматриваемой области.

Решение задачи оптимизации будет сводиться к минимизации параметров целевой функции. Адекватность предложенной тепловой модели (6) была проверена путем проведения эксперимента. Графики зависимости температуры основания радиатора от скорости вращения вентилятора при фиксированной выделяемой мощности ( $P=20\text{Вт}$ ) для СО Titan W6T, Titan CU5TB и Thermaltake M6106C приведены на рис. 5.

Как видно из рис. 5 относительная погрешность теоретической модели при оценке температуры основания радиатора не превышает 12%, что для теплового расчета является приемлемой величиной.

При исследовании уровня шума вентиляторов, экспериментальные данные аппроксимировались экспоненциальной функциональной зависимостью вида:

$$f(x) = a \cdot e^x + b, \quad (13)$$

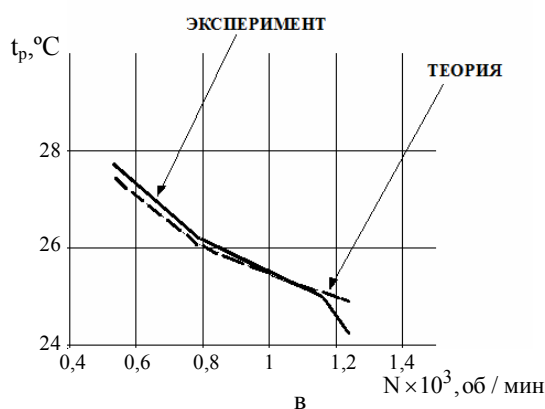
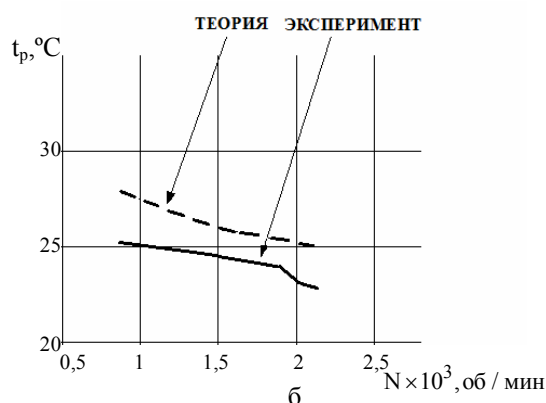
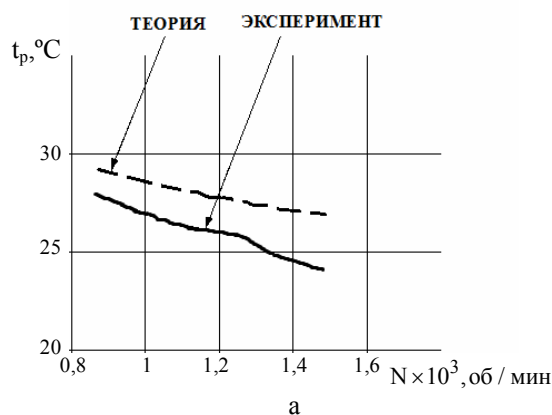


Рис. 5. Зависимость температуры основания радиатора  $t_p$  от скорости вращения вентилятора  $N$ :  
а – Titan W6T; б – Titan CU5TB;  
в – Thermaltake M6106C

где а и б – коэффициенты, определяемые конструкцией вентилятора.

Результаты измерения уровня шума для СО Titan W6T, Titan CU5TB и Thermaltake M6106C приведены на рис. 6.

Как видно из графиков при увеличении оборотов вентилятора уровень шума будет увеличиваться по экспоненциальному закону.

Таким образом, преобразуем выражение (1) предполагая что  $P_{pk} \approx P$ :

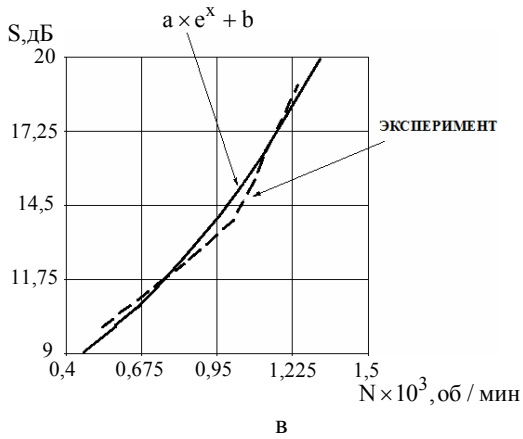
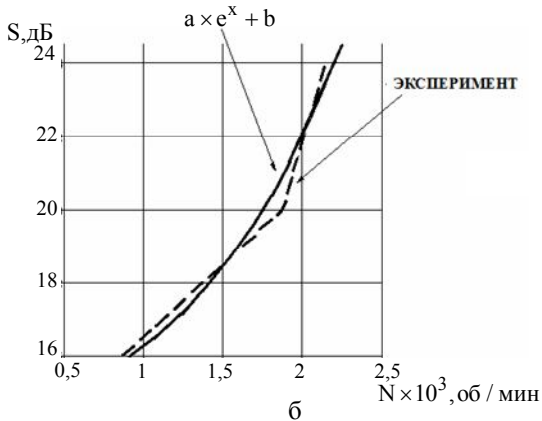
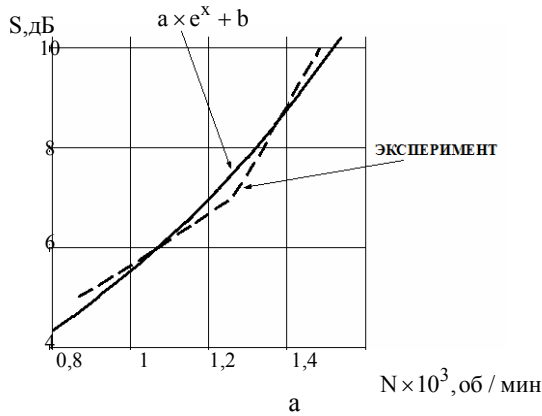


Рис. 6. График зависимости уровня шума S от количества оборотов вентилятора N:  
 а – Titan W6T; б – Titan CU5TB;  
 в – Thermaltake M6106C

$$F(r_T, N) = 0,7 \cdot Z \lambda_m \left[ \frac{1,14 \sqrt{\frac{\vartheta \cdot L}{\nu_f}} \cdot \lambda_B}{\lambda_m \cdot \delta \cdot L} \right]^{1/2} L \delta \times$$

$$\times \text{th} \left[ \frac{1,14 \sqrt{\frac{\vartheta \cdot L}{\nu_f}} \cdot \lambda_B}{\lambda_m \cdot \delta \cdot L} \cdot N \right] + 0,3 \cdot (a \cdot e^N + b), \quad (14)$$

где 0,7 и 0,3 – экспертные оценки;  
 Z, δ, Н, L – геометрические параметры радиатора;  
 λ<sub>м</sub> – коэффициент теплопроводности материала радиатора;  
 ϑ – скорость воздуха в каналах между ребрами;  
 ν<sub>f</sub> – коэффициент кинематической вязкости воздуха при t<sub>ср</sub>;  
 λ<sub>В</sub> – коэффициент теплопроводности воздуха при температуре t = t<sub>ср</sub>;  
 а и b – коэффициенты конфигурации вентилятора;  
 N – скорость вращения лопастей, тыс.об/мин  
 Решение задачи оптимизации будет сводиться к минимизации параметров целевой функции, т.е.  
 F = min(F(r<sub>T</sub>, N)).

На параметры математической модели (14) накладываются ряд ограничений, связанных со стоимостью готового изделия, габаритами, массой, скоростью вращения лопастей и т.д., таким образом, каждый из параметров выражения (14) будет находиться в заданном диапазоне X = [x<sub>min</sub>; x<sub>max</sub>].

### Заключение

Предложен метод для решения задачи выбора принудительной системы охлаждения в радиоэлектронной аппаратуре, с целью обеспечения требуемых значений уровня шума и теплового сопротивления охладителя при заданных параметрах.

Рассматриваемая задача относится к классу многокритериальных задач параметрической оптимизации.

Предложен подход к решению поставленной задачи путем составления математической модели системы и показана возможность поиска экстремума целевой функции методом покоординатного спуска.

Применение предлагаемого подхода, обеспечивает существенное снижение временных затрат на тестирование производительности систем с принудительным воздушным охлаждением с целью поиска рационального решения.

Показана проверка адекватности предложенной математической модели на примере процессоров малой мощности выбором числа оборотов вентилятора при условиях ограничений.



## Литература

1. Слепов Н. Новый процессор CUN ULTRA-SPARC T1 и серверы на его основе / Н.Слепов // *Электроника: Наука, Технология, Бизнес.* – 2006. – №2. – С. 48-49.
2. Бучма І.М. Мікропроцесорні пристрої / І.М. Бучма. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2005. – 97 с.
3. Золотарев С. Многоядерные компьютерные системы: от игровых приставок до серверов и суперкомпьютеров / С. Золотарев, А. Рыбаков // *Электронные компоненты.* – 2006. – № 3. – С. 98-100.
4. Макаров С. Процессорные кулеры: летнее изобилие / С. Макаров // *Компьютерное обозрение.* – 2001. – № 29. – С. 16-22.
5. Гарматюк С. Thermaltake Orb's: кулеры «от курьор» / С. Гарматюк // *Компьютерное обозрение.* – 2001. – № 7. – С. 36-38.
6. Сорокин А.Д. Расчет ребристого радиатора, как элемента теплообменника с принудительной конвекцией/ А.Д.Сорокин // *Радио.* – 2003. – № 4. – С. 46.
7. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре / Г.Н. Дульнев. – М.: Радио и связь, 1983. – 167 с.
8. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача / В.В. Нащокин. – М.: Высш. шк., 1975. – 56 с.
9. Скрыпников Ю.Ф. Радиаторы для полупроводниковых приборов/ Ю.Ф.Скрыпников. – М.: Энергия, 1973. – 132 с.
10. ГОСТ 12.1.026-80. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума в свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью. Технический метод; введ. 07.01.1981. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1981. – 15 с.

Поступила в редакцию 1.12.2010

**Рецензент:** канд. техн. наук, проф., проф. каф. производства радиоэлектронных систем летательных аппаратов Ю.Н. Соколов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Харьков.

#### ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИМУСОВОЇ ПОВІТРЯНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ РАДІОЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ

*В.В. Ушанов, В.М. Олійник*

Запропоновано метод для розв'язання задачі вибору примусової системи охолодження в радіоелектронній апаратурі, з метою забезпечення необхідних значень рівня шуму та теплового опору охолоджувача при заданих параметрах. Розглянута задача відноситься до класу багатокритеріальних завдань параметричної оптимізації. Запропоновано підхід до вирішення поставленої задачі шляхом складання математичної моделі системи та показано можливість пошуку екстремуму цільової функції методом покоординатного спуску. Застосування запропонованого підходу, забезпечує суттєве зниження тимчасових витрат на тестування продуктивності систем з примусовим повітряним охолодженням з метою пошуку раціонального рішення. Показана перевірка адекватності запропонованої математичної моделі на прикладі процесорів малої потужності вибором числа оборотів вентилятора за умов обмежень.

**Ключові слова:** системи з примусовим повітряним охолодженням, оптимізація, тестування, цільова функція, радіатор, продуктивність.

#### OPTIMIZATION PARAMETERS OF MECHANICAL AIR COOLING SYSTEM IN THE ELECTRONIC EQUIPMENT

*V.V. Ushanov, V.N. Oleynik*

The method for solving the problem of choosing forced air cooling system in the electronic equipment in order to provide the required noise levels and cooler thermal resistance for the given parameters. The problem in question belongs to a class of multiobjective problems of parametric optimization. An approach to solving this problem by creating a mathematical model of the system and the possibility of finding the extremum of the objective function by coordinate descent. Application of the proposed approach provides a significant reduction in time spent on testing the performance of systems with forced air cooling in order to find rational solutions. Shows the verification of the adequacy of the proposed mathematical model on the example of low-power processor choice of fan speed with the constraints.

**Key words:** systems with forced air cooling, optimization, testing, target function, radiator, performance.

**Ушанов Віталій Владимирович** – магістрант каф. виробництва радіоелектронних систем летательних апаратів, Національний аэрокосмічний університет ім. Н.Е. Жуковського «ХАИ», Харків, e-mail: 0612vetal@mail.ru.

**Олійник Вячеслав Николаевич** – канд. техн. наук, доц., доц. каф. виробництва радіоелектронних систем летательних апаратів, Національний аэрокосмічний університет ім. Н.Е. Жуковського «ХАИ», Харків.