

Из диаграмм (рис. 4, 5) видно, что зависимость потерь напора и энергии турбулентности от различных видов сопротивлений имеет схожий характер. Таким образом, результаты модельных экспериментов (рис. 2) по влиянию профиля ребристых роликов на показатели турбулентности жидкости подтверждаются.

Выводы.

Методами компьютерного моделирования выявлена зависимость энергии турбулентности от профиля промывных роликов. Проведено сравнение процесса вращения ребристых роликов в промывной жидкости с классической моделью – движением жидкости в трубопроводе. Установлено, что результаты по исследованию гидравлических потерь энергии при движении жидкости в трубе, полученные методами компьютерного и математического моделирования, сходятся. Отмечено, что зависимость потерь напора от различных видов сопротивлений и зависимость энергии турбулентности от профиля роликов имеют одинаковый характер. В результате доказано, что модельные эксперименты по влиянию

профиля ребристых роликов на показатели турбулентности жидкости верны.

Литература

1. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов. – М., 1982. – С. 93–101.
2. Берегов, М. А. Исследование методом компьютерного моделирования гидродинамики жидкостных потоков в промывной ванне / М. А. Берегов, В. Б. Кузнецов // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 2012. – №1 (337). – С. 141–144.
3. Берегов, М. А. Оценка влияния геометрических характеристик и пространственных факторов ребристых роликов на показатели турбулентности промывной жидкости / М.А. Берегов, В.Б. Кузнецов, Е.Н. Калинин // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 2012. – №5 (341). – С. 150–153.
4. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М., 1992.
5. Шлихтенко, З. С. Насосы, компрессоры и вентиляторы: Учебник для вузов. – К., 1976. – С. 83–85.

УДК 536.244

А. А. Загоскин, С. В. Карпов

Северный (Арктический) федеральный университет им. М. В. Ломоносова

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА ПУСТОТЕЛОГО ЦИЛИНДРА В ЦИКЛОННОМ РЕЦИРКУЛЯЦИОННОМ УСТРОЙСТВЕ

В работах [2], [3], [4] рассмотрен новый принцип организации движения газов внутри рабочего объема циклонных камер: за счет имеющегося перепада давления между боковой стенкой и осью камеры организуется внешняя рециркуляция газов. Задачей настоящего исследования являлось экспериментальное изучение конвективного теплообмена на поверхностях пустотелого цилиндра в рециркуляционном циклонном устройстве и получение обобщающих расчетных зависимостей.

Конвективный теплообмен, циклонная рециркуляционная камера, пустотелый цилиндр.

The authors suggest [2], [3], [4] using the new principle of the external gas recirculation in the cyclone chamber. According to this principle, the heat carrier can be moved from the walls of the device to the axis due to the radial pressure gradient. This paper considers experimental investigation of the convective heat transfer to the hollow cylinder in the cyclone chamber. Empirical formulas for the calculation are shown.

Convective heat transfer, recirculated cyclone chamber, hollow cylinder.

Введение.

Широкое внедрение циклонных нагревательных устройств в металлургическую и машиностроительную промышленность является перспективным направлением развития газопечной теплотехники, способствует повышению энергоэффективности парка нагревательных устройств, уменьшению потребления топлива и улучшению их экологических характеристик. Благодаря возможностям интенсификации конвективного теплообмена на поверхности заготовок и боковой стенки камеры снижается требуемый для нагрева температурный напор. За счет высокого уровня внутренней рециркуляции газов

обеспечивается необходимая равномерность нагрева, что позволяет увеличить скорость термообработки и улучшить эксплуатационные показатели печей.

На практике вариант загрузки циклонной печи пустотелым цилиндром может использоваться, например, для высокого отпуска толстостенных цилиндрических обечаек, термообработки особо ответственных сварных конструкций, бухт рулонной стали и др., однако в литературе [1], [9], [10] отсутствуют рекомендации по расчету теплоотдачи на внутренней и внешней поверхностях пустотелых цилиндрических вставок в циклонном потоке.

Основная часть.

Экспериментальное исследование

Принципиальная схема экспериментального стенда для исследования конвективного теплообмена на поверхностях пустотелого цилиндра в циклонном потоке показана на рис. 1. Как видно из рисунка, пар из электрического котла 12 через основной 13 и выносной 9 пароперегреватели попадает в калориметр, где конденсируется, и через гидрозатворы 4 собирается в емкостях 5. С помощью протарированной медь-константановой термопары 3 контролируется уровень перегрева пара (на 2–3 °С) для предотвращения попадания в калориметр жидкой фазы. Отсчет показаний термопары осуществлялся с помощью потенциометра ПП-63. Гидравлический затвор обеспечивал поддержание избыточного давления в калориметре около 10 кПа. Регулирование расхода пара осуществлялось с помощью трехходового вентиля 8 и включением/отключением ТЭНов 17 электрического котла. Для исключения попадания воздуха калориметр предварительно продувался паром в течение нескольких минут.

Загрузка рабочего объема камеры имитировалась тонкостенными металлическими паровыми калориметрами, теплоотдача конвекцией к воздуху от которых определялась по методу изменения агрегатного состояния греющего агента – конденсации слегка перегретого пара, подаваемого внутрь калориметров [6].

Влияние внешней рециркуляции на уровень конвективного теплообмена определялось через величину степени рециркуляции $k_c = Q_{\text{рец}} / Q_{\text{вх}}$, где $Q_{\text{вх}}$ – пол-

ный объемный расход воздуха на установку; $Q_{\text{рец}}$ – объемный расход воздуха через рециркуляционный канал 18, регулируемый клапаном 19. Отвод газов из циклона осуществлялся через выходное отверстие безразмерным диаметром $\bar{d}_{\text{вых}} = d_{\text{вых}} / D_k$ ($D_k = 201$ мм – внутренний диаметр устройства).

Все рассмотренные в работе варианты конструктивных и режимных параметров циклонной камеры сведены в таблицу (см. табл. 1).

Таблица 1

Исследованные варианты рециркуляционного устройства

№ п/п	$\bar{d}_{\text{вых}}$	k_c	№ п/п	$\bar{d}_{\text{вых}}$	k_c
1	0,2	0,00	7	0,3	0,23
2	0,2	0,19	8	0,3	0,32
3	0,2	0,24	9	0,4	0,00
4	0,2	0,32	10	0,4	0,16
5	0,3	0,00	11	0,4	0,24
6	0,3	0,17	12	0,4	0,32

Средний коэффициент теплоотдачи α определялся по формуле:

$$\alpha = \frac{Gr_b}{F_k \cdot \Delta t \cdot \tau}, \quad (1)$$

где G – вес конденсата, собранного с рабочего участка калориметра; r_b – удельная теплота парообразования; F_k – площадь теплообмена рабочего участка; Δt – температурный напор; τ – время измерения.

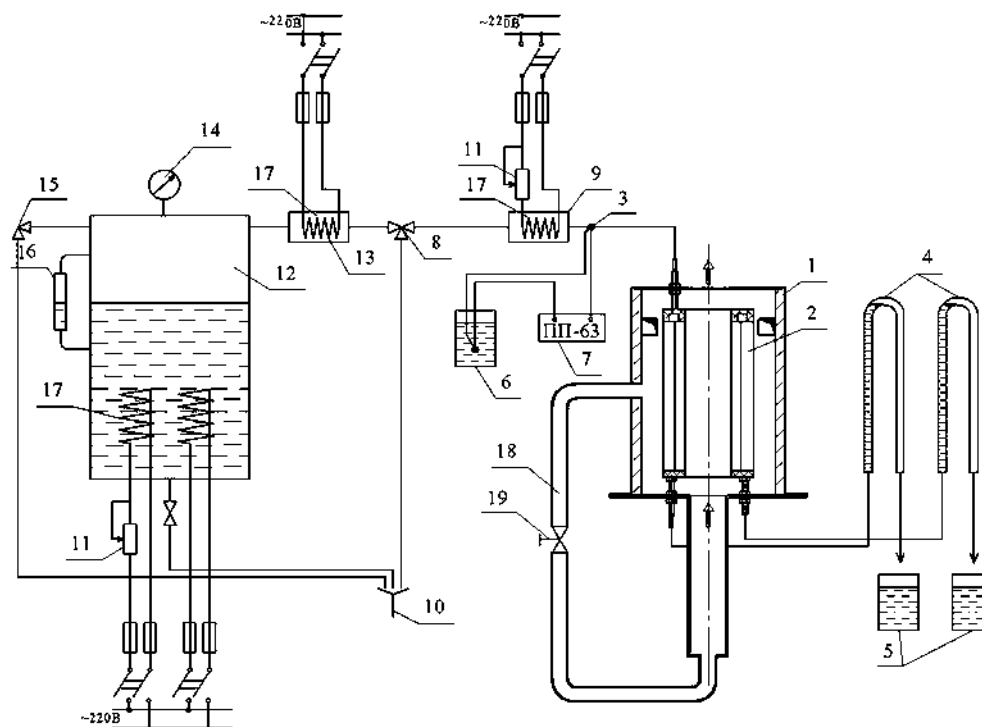


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда:

1 – циклонная камера, 2 – пустотелый калориметр, 3 – термопара, 4 – гидрозатворы, 5 – емкости сбора конденсата, 6 – емкость с тающим льдом, 7 – потенциометр, 8 – трехходовой регулирующий вентиль, 9 – выносной пароперегреватель, 10 – дренажная система, 11 – реостат, 12 – электрический котел, 13 – основной пароперегреватель, 14 – манометр, 15 – предохранительный клапан, 16 – показатель уровня, 17 – электронагреватель, 18 – рециркуляционный канал, 19 – регулирующий клапан

На рис. 2 значками показаны опытные данные в виде зависимостей $Nu_d = f(Re_{вх})$, где $Nu_d = \alpha d / \lambda$ – число Нуссельта; $Re_{вх} = v_{вх} D_k / \nu$ – число Рейнольдса; $d_{в. \text{внешн}} = 129 \text{ мм}$, $d_{в. \text{внутр}} = 69 \text{ мм}$ – внешний и внутренний диаметры калориметра; $v_{вх}$ – скорость потока во входных каналах; λ , ν – коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости воздуха.

Линиями показаны корреляционные зависимости $Nu_{d. \text{внешн}} = A Re_{вх}^n$ и $Nu_{d. \text{внутр}} = C Re_{вх}^m$, определенные исходя из наименьшей величины среднеквадратичного отклонения опытных точек от расчетных кривых, где A , C , n , m – постоянные (см. табл. 2).

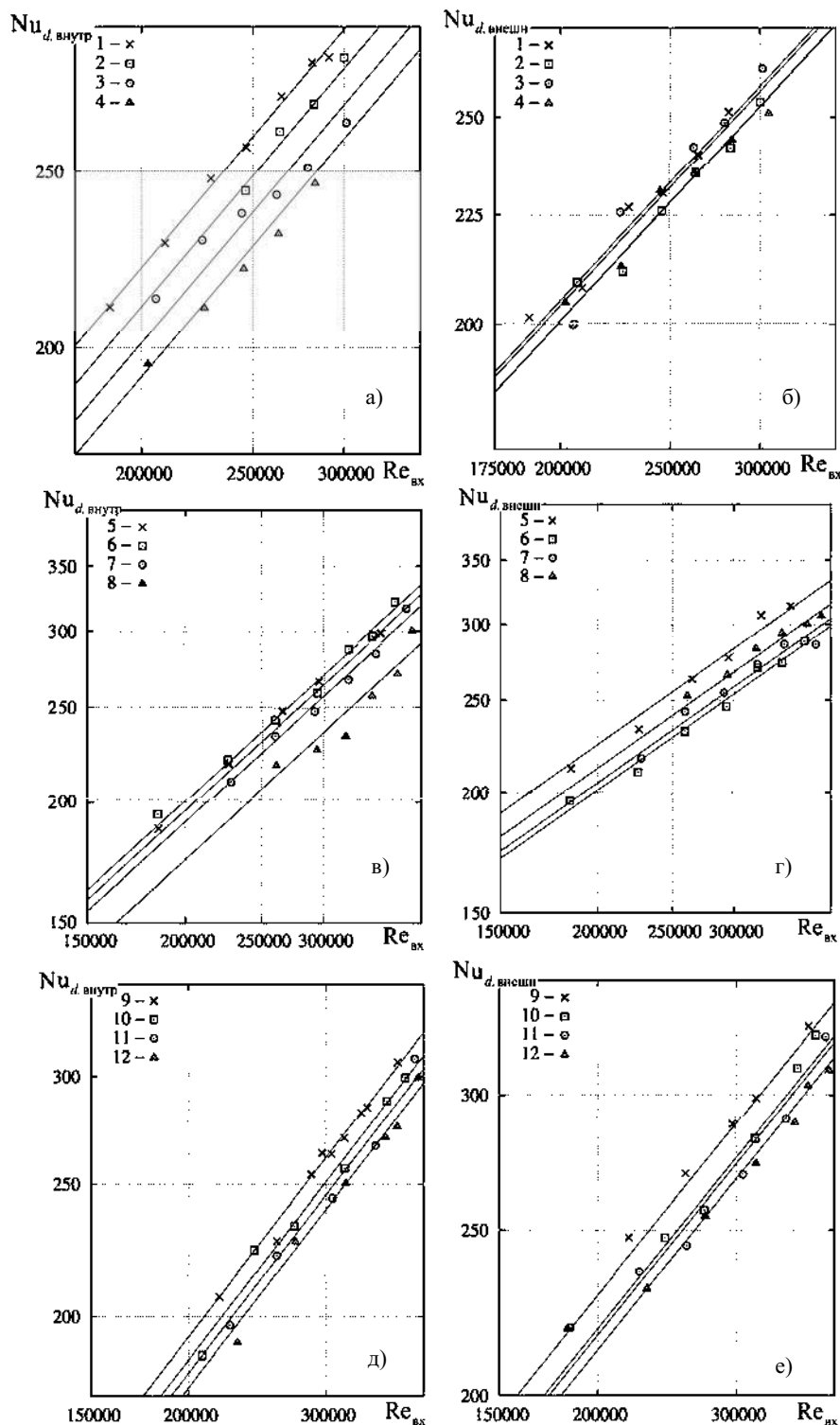


Рис. 2. Экспериментальные данные по конвективному теплообмену пустотелого цилиндра в циклонном потоке.

Значки – опытные данные, нумерация соответствует табл. 1. Линии – корреляционные зависимости в табл. 2:

(а, б) – $\bar{d}_{вх} = 0,2$; (в, г) – $\bar{d}_{вх} = 0,3$; (д, е) – $\bar{d}_{вх} = 0,4$. (а, в, д) – внутренняя поверхность, (б, г, е) – внешняя поверхность

Коэффициенты A , C , n и m в уравнениях конвективного теплообмена

№ п/п	$\bar{d}_{\text{вых}}$	k_c	Коэффициенты в уравнении $Nu_{d, \text{внш}} = A Re_{\text{вх}}^n$		Коэффициенты в уравнении $Nu_{d, \text{внутр}} = C Re_{\text{вх}}^m$	
			A	n	C	m
1	0,2	0,00	0,19510	0,57	0,02645	0,74
2	0,2	0,19	0,19085	0,57	0,02518	0,74
3	0,2	0,24	0,19405	0,57	0,02405	0,74
4	0,2	0,32	0,19099	0,57	0,02304	0,74
5	0,3	0,00	0,21373	0,57	0,02345	0,74
6	0,3	0,17	0,19156	0,57	0,02400	0,74
7	0,3	0,23	0,19494	0,57	0,02282	0,74
8	0,3	0,32	0,29195	0,57	0,02084	0,74
9	0,4	0,00	0,21774	0,57	0,02309	0,74
10	0,4	0,16	0,20820	0,57	0,02222	0,74
11	0,4	0,24	0,20645	0,57	0,02173	0,74
12	0,4	0,32	0,20235	0,57	0,02121	0,74

Как видно из представленных данных, использование внешней рециркуляции приводит во всех случаях к некоторому изменению интенсивности конвективного теплообмена. Наименьшее влияние внешней рециркуляции отмечалось при $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,2$ на внешней поверхности цилиндра (уменьшение уровня чисел Nu в пределах 2 %). Теплоотдача на внутренней поверхности цилиндрической вставки при $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,3 \dots 0,4$ и $k_c = 0 \dots 0,25$ изменяется слабо (менее 5 %), в диапазоне значений $k_c = 0,25 \dots 0,35$ влияние внешней рециркуляции на конвективный теплообмен более значительное, что подтверждается и результатами численного моделирования [8]. Немонотонное изменение чисел Нуссельта наблюдалось при $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,3$ на внешней поверхности: при степени рециркуляции $k_c = 0 \dots 0,2$ уменьшение составило 10 %, с увеличением k_c от 0,2 до 0,35 отмечался небольшой рост (до 5 %) интенсивности конвективного теплообмена.

Как следует из сравнения показателей степени при $Re_{\text{вх}}$ в корреляционных уравнениях табл. 2, с увеличением числа Рейнольдса интенсивность кон-

вективного теплообмена возрастает быстрее на внутренней, чем на внешней поверхности пустотелого цилиндра, что обусловлено формированием внутри пустотелой вставки высокотурбулентного потока [5], напоминающего течение закрученной струи в трубе постоянного поперечного сечения.

Обобщение опытных данных

При обработке экспериментальных данных по теплоотдаче на внутренней поверхности пустотелого цилиндра получена обобщающая зависимость вида:

$$Nu_{d, \text{внутр}} = 0,023 Re_{\text{вх}}^{0,74} Ko, \quad (2)$$

$$\text{где } Ko = \left(0,38 \left(\frac{d_{\text{внутр}}}{d_{\text{вых}}} \right)^{4,5} + 1 \right) (1 - k_c^2).$$

На рис. 3 показано сопоставление зависимости (2) с опытными данными авторов. Как видно из рисунка, среднеквадратичное отклонение опытных точек от расчетной кривой не превышает $\pm 7,5$ % (верхний и нижний пределы отклонения показаны штриховыми линиями).

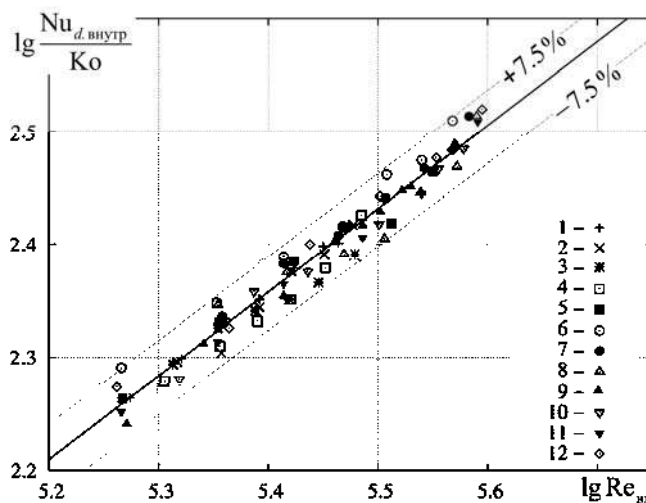


Рис. 3. Обобщение опытных данных по конвективному теплообмену на внутренней поверхности пустотелого цилиндра. Экспериментальные данные соответствуют табл. 1, линия – расчет по уравнению (2)

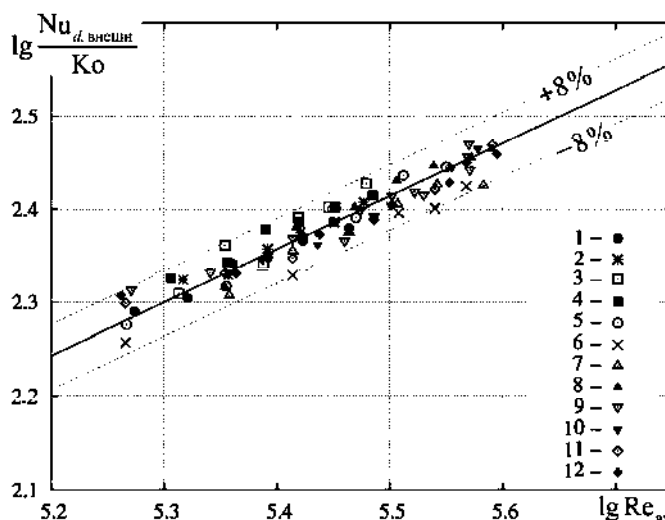


Рис. 4. Обобщение опытных данных по конвективному теплообмену на внешней поверхности пустотелого цилиндра. Экспериментальные данные соответствуют табл. 1, линия – расчет по уравнению (3)

Результаты обобщения опытных данных по конвективному теплообмену на внешней поверхности пустотелого цилиндра позволили рекомендовать зависимость

$$Nu_{d,внешн} = 0,19 Re_{вх}^{0,57} Ko, \quad (3)$$

$$\text{где } Ko = \left(1,18 - \left(0,14 \frac{d_{в,внешн}}{d_{вх}} \right)^{2,4} \right) (1 - 0,2 k_c).$$

На рис. 4 приведено сопоставление зависимости (3) с опытными данными. Среднеквадратичное отклонение экспериментальных точек от расчетной кривой не превышает $\pm 8\%$.

Для расчета теплоотдачи на внешней поверхности пустотелого цилиндра в циклонном устройстве при отсутствии рециркуляции ($k_c = 0$) можно использовать и зависимость, полученную при обобщении данных по конвективному теплообмену на поверхности сплошных круговых цилиндров (заготовок) в большом диапазоне изменения геометрических и режимных параметров [7]:

$$Nu_{d,внешн} = 0,027 Re_{вх}^{0,75} Ko Pr_{вх}^{0,43} K_T^{-0,25}, \quad (4)$$

где $Ko = \bar{d}^m \bar{f}_{вх}^{0,43} / \bar{L}^{0,77}$ – безразмерный геометрический комплекс; $\bar{d} = d_{в,внешн} / 0,242$; m – показатель степени, зависящие от $\bar{d}$: при $\bar{d} < 1$ $m = 0$, при $\bar{d} > 1$ $m = 1,3$; $\bar{L} = L / 1,55$; $Pr_{вх}$ – число Прандтля при температуре газа во входных каналах; $K_T = T_{в,внешн} / T_{вх}$ – температурный фактор, где $T_{в,внешн}$, $T_{вх}$ – температуры внешней поверхности цилиндра и воздуха во входных каналах.

Сравнение экспериментальных данных и вычислений по корреляционной зависимости (4) показало, что среднеквадратичное отклонение опытных точек от результатов расчетов не превышает $\pm 11\%$.

Выводы.

1. Впервые получены экспериментальные данные по теплоотдаче пустотелого цилиндра в циклонном потоке, в том числе с внешней рециркуляцией газов.

2. Предложенные в работе обобщающие зависимости для расчета конвективного теплообмена в циклонных рециркуляционных устройствах вполне удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными и могут быть рекомендованы к использованию в тепловых расчетах, при проектировании циклонных печей для термообработки.

Литература

1. Брук, Ю. Г. Исследование движения газов и конвективного теплообмена в вертикальных рециркуляционных печах / Ю. Г. Брук, А. У. Пуговкин // Оптимизация металлургических процессов. – 1971. – С. 351–355.
2. Загоскин, А. А. О математическом моделировании аэродинамики циклонных устройств / А. А. Загоскин, С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров // Наука XXI века: Проблемы академической мобильности исследователей и методологии исследования. – Вып. 3: Материалы III Международной научно-практической конференции (г. Архангельск, 16–18 мая 2013) / под общ. ред. З. А. Демченко. – Архангельск, 2014. – С. 124–131.
3. Загоскин, А. А. О численном моделировании аэродинамики циклонных устройств / А. А. Загоскин, С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2014. – №1(54). – С. 13–18.
4. Карпов, А. А. К методике аэродинамического расчета циклонных с внешней рециркуляцией газов / С. В. Карпов, А. А. Загоскин // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2014. – №3(56). – С. 8–12.
5. Карпов, С. В. Аэродинамика циклонной камеры, загруженной пустотелым цилиндром / С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров, Ю. К. Опякин // Вопросы теплообмена и аэродинамики в теплотехнике: Тр. АЛТИ. – 1971. – Вып. 31. – С. 74–80.
6. Карпов, С. В. Высокоэффективные циклонные устройства для очистки и теплового использования газовых

выбросов / С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров. – Архангельск, 2002.

7. Карпов, С. В. Конвективный теплообмен в циклонной загруженной камере / С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров // Известия вузов. Энергетика. – 1993. – № 1–2. – С. 80–84.

8. Карпов, С. В. О расчете теплоотдачи пустотелого цилиндра в циклонном рециркуляционном устройстве / С. В. Карпов, А. А. Загоскин // XXI век: фундаментальная наука и технологии: Материалы IV Международной науч-

но-практической конференции (North Charleston, USA, 16–17 июня 2014 г.). – North Charleston, 2014. – Vol. 2. – С. 123–125.

9. Сабуров, Э. Н. Теория циклонных сепараторов, топков и печей / Э. Н. Сабуров, С. В. Карпов. – Архангельск, 2000.

10. Lucas, D. M. Evaluation for local and average convective heat transfer coefficients a furnace using an electrolytic mass transfer model / D. M. Lucas, W. A. Davies, B. Gay // J. Inst. Fuel. – 1975. – Vol. 48. – P. 790–796.

УДК 681.324

Е. В. Книга, И. О. Жаринов, В. А. Нечаев, А. В. Богданов
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики

ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ БОРТОВОЙ ЦИФРОВОЙ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ПОДДЕРЖКОЙ ФУНКЦИИ РЕКОНФИГУРАЦИИ

Рассматривается проблема реконфигурации бортовых цифровых вычислительных систем летательного аппарата при отказах конструктивно-функциональных модулей. Приводятся различные схемы резервирования. Предложен оригинальный алгоритм работы бортовой вычислительной системы в нормальных условиях и в условиях реконфигурации аппаратных средств. Приводятся примеры вариантов назначения задач на доступные (исправные) вычислительные ресурсы.

Тестирование, вычислительные системы.

The paper considers the problem of reconfiguration of onboard digital computing systems of an aircraft in case of failure of constructive-functional modules. Different redundancy schemes are given in the paper. An original algorithm of the onboard computer system under normal conditions and in conditions of reconfiguration is presented. The authors give the variants of assigning tasks to available (serviceable) computing resources.

Testing, on-board computer systems.

Введение.

Современные бортовые цифровые вычислительные системы (БЦВС) перспективного летательного аппарата представляют собой [10] сложные интегрированные вычислительные устройства, состоящие из различных конструктивно-функциональных модулей (КФМ).

БЦВС в составе летательного аппарата (ЛА) выполняют функциональные задачи определения пилотажно-навигационных параметров в режимах: взлета, горизонтального полета, посадки, маневров; слежения за техническим состоянием общесамолетного бортового оборудования; координации работ бортовых подсистем авионики; сбора, хранения, обработки и выдачи пилоту информации, получаемой от информационно-измерительной системы и от органов управления информационно-управляющего поля кабины пилота и др.

Для выполнения требований по обеспечению заданных показателей отказоустойчивости БЦВС в состав вычислительной системы вводят избыточность [2], [3], [11]: аппаратную, функциональную, информационную и др. На практике наиболее часто реализуется аппаратная избыточность (путем резервирования компонентов КФМ), вследствие чего возрастают масса и габариты бортового оборудования. Применение резервирования на уровне БЦВС в целом означает, что при выходе из строя одного из

КФМ, входящих в состав вычислительной системы, вся БЦВС считается отказавшей.

Организация реконфигурирования БЦВС на борту ЛА в ситуации отказа позволит перейти от схемы резервирования вычислительных систем на уровне БЦВС в целом к схеме резервирования БЦВС на уровне встроенных КФМ, что значительно сокращает массогабаритные показатели аппаратных средств авионики.

Основная часть.

Функциональная схема БЦВС

БЦВС состоит из набора КФМ, различающихся по своему функциональному назначению [5], [6], [7]: модуль вычислительный (МВ), модуль графический (МГ), модуль массовой памяти (ММП), модуль коммутатор (МК) и модуль ввода-вывода (МВВ), модуль напряжений (МН). Представленная номенклатура модулей является достаточной для построения семейства бортовых вычислителей различного назначения: бортовая цифровая вычислительная система (БЦВС), бортовая цифровая картографическая система (БЦКС), бортовая интерфейсная станция (БИС), бортовая графическая станция (БГС).

Примеры функциональных схем БЦВС, БЦКС, БИС, БГС приведены на рис. 1. В дальнейшем состав и принцип работы вычислителей приведены для БЦВС, организация реконфигурирования БЦКС, БИС, БГС производится по аналогичной схеме.