

УДК 536.24

Конвективный теплоперенос в замкнутых осесимметричных полостях различной конфигурации в условиях их осевого вращения и внешнего нагрева

В.В. Ветров, А.А. Воробьев

Тулский государственный университет

E-mail: andreyy.v@yandex.ru

Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено явление интенсификации конвективного теплопереноса через воздушные полости в условиях их осевого вращения и внешнего нагрева на базе возникновения центробежных массовых сил в разогретой воздушной среде. На основе результатов физического и численных экспериментов получены критериальные зависимости коэффициентов конвекции для осесимметричных цилиндрических и конических замкнутых воздушных полостей, подверженных внешнему нагреву и осевому вращению. При этом рассмотрены как однослойные цилиндрические полости, так и двухслойные с перфорирующими внутренними отверстиями.

Ключевые слова: конвективный теплообмен, центробежное поле массовых сил, неизотермичность, замкнутая воздушная полость, вращение, коэффициент конвекции.

Введение

В условиях бурного развития микроэлектроники, оптоэлектронных и высокоточных микромеханических устройств, критичных к тепловым режимам функционирования, актуализируются проблемы количественной идентификации тепловых режимов их функционирования. Одним из определяющих в данном случае является конвективный теплоперенос через воздушные полости в указанных конструкциях.

Исследованию теплообмена, протекающего в конструкциях сложной формы, посвящено большое количество работ (см., например, [1, 2]), при этом особый интерес представляет свободно-конвективный теплообмен в полях массовых сил [3].

Наибольший объем исследований посвящен конвекции в гравитационном поле массовых сил, в частности при рассмотрении теплопереноса в замкнутых полостях различных конфигураций [2–6]. Экспериментальные исследования [2], посвященные определению теплообмена в горизонтальных замкнутых полостях, показали, что отличие локальных коэффициентов теплообмена может достигать от средней величины 400 %.

Однако на практике возможна и другая причина возникновения полей массовых сил, генерирующих конвективный теплообмен. Такие эффекты могут возникать при осевом или поперечном ускорениях летательных аппаратов (ЛА), подверженных аэродинамическому нагреву, а также в случае их осевого вращения. Эти эффекты могут существенно влиять

на тепловой режим функциональных блоков указанного типа ЛА, а также возможно их использование в бортовых измерительных устройствах, например, таких как тепловой акселерометр [7].

Целью настоящей статьи является исследование особенностей конвективного теплопереноса в замкнутых воздушных полостях различных конфигураций при доминировании центробежного поля массовых сил относительно гравитационного.

Известный авторам объем научных публикаций по этому вопросу весьма ограничен [8–11]. Наиболее близкими к настоящему предмету изучения являются экспериментальные исследования осредненной тепловой конвекции жидкости в горизонтальных коаксиальном и цилиндрическом зазорах с границами различной температуры, равномерно вращающихся вокруг собственной оси [12, 13]. Суть этих исследований заключается в рассмотрении тепловой конвекции во вращающихся системах с позиции вибрационной механики, т.е. в рассмотрении пограничных явлений в условиях противоборства центробежной и гравитационной конвекций при относительно малых скоростях вращения. Однако в этих работах отсутствуют критериальные зависимости количественной оценки интенсивности теплопереноса в центробежном поле массовых сил.

Таким образом, процессы теплопереноса в замкнутых вращающихся полостях к настоящему времени изучены недостаточно, что с учетом развития указанных выше технических систем делает актуальным проведение дополнительных исследований этих процессов.

Идентификация теплопереноса через воздушную полость в условиях внешнего нагрева и осевого вращения

На начальном этапе исследований [14] авторами была выдвинута и экспериментально подтверждена гипотеза интенсификации теплопереноса внутрь замкнутой воздушной полости с ее внешней нагретой границы в условиях осевого вращения. Схема эксперимента, реализованная при определенном режиме внешнего нагрева и различных скоростях осевого вращения теплового блока, и его результаты представлены на рис. 1. Внутри осесимметричной воздушной полости (рис. 1а), образованной обтекатель 1 оживальной формы, на оси расположен тепломер 2, который аккумулирует тепловые потоки, идущие от нагретой оболочки. Тепломер 2, представляющий собой тонкостенный

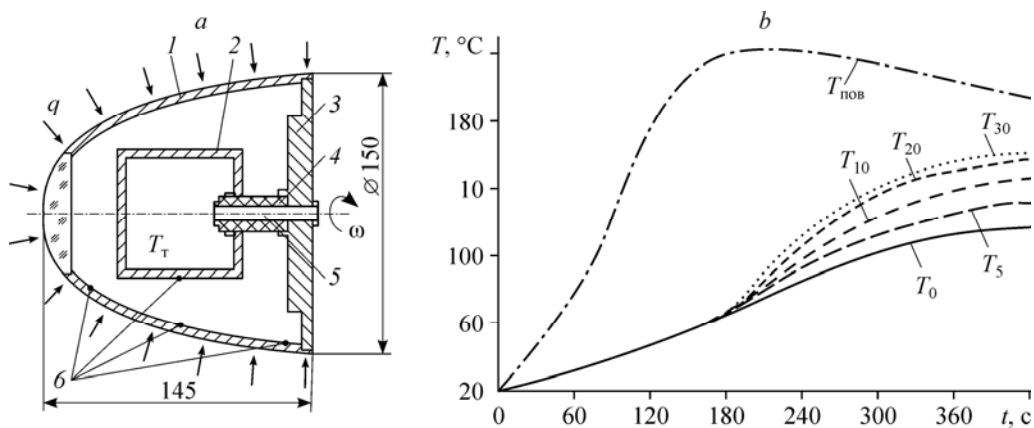


Рис. 1. Моделирование конвективного теплопереноса во вращающейся полости при внешнем нагреве.

- a* — физическая модель теплового блока: 1 — обтекатель, 2 — тепломер, 3 — торцевая стенка, 4 — изолятор, 5 — крепежный винт, 6 — термопары, q — тепловой поток;
 T_T — температура тепломера, ω — скорость вращения;
b — результаты экспериментов: $T_{пов}$ — средняя температура внутренней поверхности обтекателя;
 $T_0, T_5, T_{10}, T_{20}, T_{30}$ — температуры тепломера при $\omega = 0, 5, 10, 20, 30$ об/с соответственно.

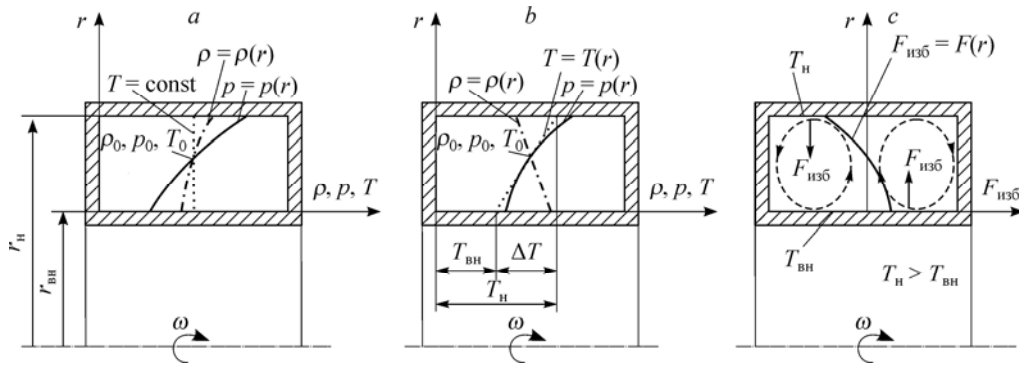


Рис. 2. Распределение параметров состояния газа в замкнутой вращающейся полости.

a — изотермическое состояние, *b* — неизотермическое состояние, *c* — характер изменения избыточной массовой силы и конвективных течений; $r_{\text{вн}}$ и $r_{\text{н}}$ — внутренний и наружный радиусы полости,

ρ_0, p_0, T_0 — начальные плотность, давление и температура газа в полости, $T_{\text{вн}}$ и $T_{\text{н}}$ — температура внутренней и внешней поверхностей полости соответственно,

ΔT — радиальный перепад температур в полости, $F_{\text{изб}}$ — избыточные массовые силы.

медный цилиндр, закреплен через пробковый изолятор 4 с помощью крепежного винта 5 на торцевой стенке 3. На внутренней поверхности обтекателя по его образующей и на цилиндрической обечайке тепломера установлены хромель-копелевые термопары 6. При проведении эксперимента тепловой блок сначала подвергался внешнему нагреву с помощью специального имитатора, после чего на 180 секунде эксперимента приводился во вращение с заданной угловой скоростью. Как видно из результатов, при увеличении скорости вращения возрастает темп нагрева тепломера, что свидетельствует об интенсификации теплопереноса внутрь конструкции (рис. 1*b*). Обработка результатов тепловых измерений проводилась по методике монотонного теплового режима [15].

Для теоретического обоснования полученного эффекта рассмотрим физическую модель теплопереноса в указанных условиях. Это позволит в результате сравнения установившегося вращательного движения воздушной среды в замкнутом объеме при его изотермическом и неизотермическом состояниях (рис. 2*a*, 2*b*) определить величину массовой силы, приводящей к возникновению конвективных течений в центробежном поле.

Избыточную массовую силу, отнесенную к единице объема, можно представить как разность массовых сил для соответствующей точки изотермического и неизотермического объемов, то есть

$$F_{\text{изб}} = \pm \Delta\rho(r)\omega^2 r, \quad (1)$$

где $\Delta\rho(r)$ — разность плотностей газовой среды в точке, расположенной на радиусе r , для неизотермического объема и среднего значения плотности в нем, ω — скорость осевого вращения полости.

На рис. 2*c* представлен характер изменения избыточной массовой силы во вращающейся замкнутой полости, который показывает, что максимальных значений избыточные массовые силы достигают у радиальных поверхностей, причем направление этих сил противоположное. При этом более холодные слои перемещаются от внутренней к нагретой наружной стенке, а теплые — от наружной к холодной внутренней стенке, то есть возникает естественная конвекция в поле инерционных сил. По аналогии с конвективным движением под действием гравитационных сил в плоском неподвижном разномоготом слое можно предположить, что форма свободных конвективных токов в осесимметричной полости при радиальном потоке тепла с наружной поверхности принимает в условиях вращения вид тороидальных вихрей (рис. 2*c*). Из рисунка видно, что интенсивность свободной конвекции в замкнутой вращающейся полости зависит

от неоднородности температурного поля, характеризуемого местными значениями $\Delta\rho(r)$, и величины центробежного ускорения $\omega^2 r$ — характеристики силового поля.

Для количественной оценки процессов переноса тепла, обусловленных свободной конвекцией в поле инерционных сил, удобно пользоваться не локальными значениями избыточной массовой силы (1), а значениями средней эффективной избыточной массовой силы. Обычно эту силу связывают с полным перепадом плотности по толщине полости, которую для невращающихся полостей определяют через средний коэффициент объемного расширения $\beta = 1/T_{\text{cp}}$ и полный перепад температур ΔT [16]. Во вращающихся полостях, кроме температурного перепада, существует еще и перепад давлений по радиусу, который тоже сказывается на изменении плотности воздушной среды.

Используя уравнение состояния идеального газа, можно записать

$$d\rho = \rho(dp/p - dT/T).$$

Переходя к разностям для полного перепада плотности, получим

$$\Delta\rho = \rho_{\text{cp}}(\Delta p/p_{\text{cp}} - \Delta T/T_{\text{cp}}),$$

где p_{cp} , ρ_{cp} и T_{cp} — средние давление, плотность и температура газовой среды в полости, Δp — полный перепад давления по радиусу вращающейся полости, который можно определить для замкнутого объема из соотношения

$$\Delta p = \omega^2 \rho_0 (r_{\text{н}}^2 - r_{\text{вн}}^2)/2 = \omega^2 \rho_0 r_{\text{cp}} l,$$

где $r_{\text{н}}$ и $r_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний радиусы полости, $r_{\text{cp}} = (r_{\text{н}} + r_{\text{вн}})/2$ — средний радиус полости, $l = r_{\text{н}} - r_{\text{вн}}$ — радиальная толщина полости. Учитывая, что $\rho_0 = \rho_{\text{cp}}$, получим $\Delta p/p_{\text{cp}} = \omega^2 r_{\text{cp}} l / (RT_{\text{cp}})$, где R — газовая постоянная среды. После этого окончательное выражение для эффективной избыточной массовой силы принимает вид

$$F_{\text{изб}} = \frac{\omega^2 r'_{\text{cp}} \rho_{\text{cp}}}{T_{\text{cp}}} \left(\Delta T - \frac{\omega^2 r_{\text{cp}} l}{R} \right), \quad (2)$$

где r'_{cp} — среднеобъемный радиус полости. Проанализировав (2), получим условие возникновения избыточной массовой силы: $\Delta T > \omega^2 r_{\text{cp}} l / R$. Например, для высокоскоростных вращающихся ЛА калибром менее 400 мм, подверженных интенсивному аэродинамическому нагреву ($\omega < 300$ рад/с, $r_{\text{cp}} < 100$ мм, $l < 100$ мм и $\Delta T > 100$ К), $\Delta T \gg \omega^2 r_{\text{cp}} l / R$, и тогда выражение (2) принимает вид:

$$F_{\text{изб}} = \omega^2 r'_{\text{cp}} \rho_{\text{cp}} \Delta T / T_{\text{cp}}. \quad (3)$$

Зависимость (3) по своей структуре аналогична зависимости, определяющей подъемную силу в условиях естественной конвекции в гравитационном поле [16].

В общем случае перенос тепла от внешней нагретой стенки конструкции к внутренним элементам через воздушную полость осуществляется теплопроводностью ($q_{\text{т}}$), конвекцией ($q_{\text{к}}$) и тепловым излучением ($q_{\text{л}}$). Таким образом, суммарный тепловой поток, воспринимаемый внутренними элементами конструкции в единицу времени, равен: $q = q_{\text{т}} + q_{\text{к}} + q_{\text{л}}$. В силу сложности конвективного теплообмена в замкнутых полостях его принято рассматривать совместно с теплопроводностью [16], при этом вводится

эквивалентный коэффициент теплопроводности ($\lambda_{\text{экв}}$), т.е. $q_T + q_K = q_{\text{экв}} = -\lambda_{\text{экв}} \cdot \text{grad}T$, где $\lambda_{\text{экв}} = \lambda \cdot \varepsilon_K$, λ — коэффициент теплопроводности среды при средней температуре внутри полости ($T_{\text{ср}}$), ε_K — коэффициент конвекции, учитывающий интенсификацию теплообменных процессов за счет конвективного теплопереноса внутри замкнутой полости.

Статистическая обработка экспериментальных данных по исследованию теплопереноса в гравитационном силовом поле для замкнутых полостей [16] дает зависимость вида

$$\varepsilon_K = c \cdot \text{Ra}^n, \quad (4)$$

где c и n — эмпирические коэффициенты, Ra — число Рэлея, определяемое зависимостью $\text{Ra} = g \beta \Delta T l^3 / (\nu a)$, где g — ускорение свободного падения, β , ν , a — коэффициенты объемного расширения, кинематической вязкости и температуропроводности среды, ΔT — радиальный перепад температур, l — определяющий размер.

Для количественной оценки интенсивности теплообмена во вращающихся полостях можно воспользоваться эмпирическими зависимостями для коэффициента конвекции ε_K в замкнутых невращающихся полостях (4), заменив при этом ускорение силы тяжести на центробежное ускорение: $\text{Ra}_{\text{вр}} = \omega^2 r_{\text{ср}}' \beta \Delta T l^3 / (\nu a)$. После этого коэффициент конвекции для вращающейся полости определяется зависимостью

$$\varepsilon_{\text{вр}} = c \cdot (\text{Ra}_{\text{вр}})^n. \quad (5)$$

На основе известной зависимости для гравитационной конвекции в полостях между коаксиальными сферами [6] авторами настоящей работы предложена зависимость коэффициента конвекции от скорости осевого вращения замкнутых объемов сферической формы:

$$\varepsilon_{\text{вр}} = 0,228 \cdot (\text{Ra}_{\text{вр}})^{0,226}. \quad (6)$$

Выражение (6) хорошо аппроксимирует экспериментальные данные, полученные с помощью описанной выше установки и представленные на рис. 3.

Аналогичные исследования проведены для цилиндрической полости на основе теплового блока специализированной экспериментальной установки (рис. 4) [17, 18]. Установка содержит: стенд вращения 1, размещенный на неподвижном основании и состоящий из электропривода 2 с датчиком числа оборотов 3, установленного на валу коллекторного токосъемного устройства 4, на котором также расположен усилитель сигналов 5. На стенде установлен тепловой блок 6, моделирующий исследуемую конструкцию. Сигналы термодатчиков, расположенных в тепловом блоке по измерительному тракту 7,

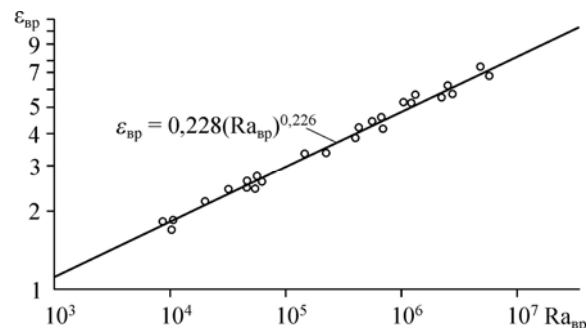


Рис. 3. Критериальная обработка экспериментальных данных для сферической полости.

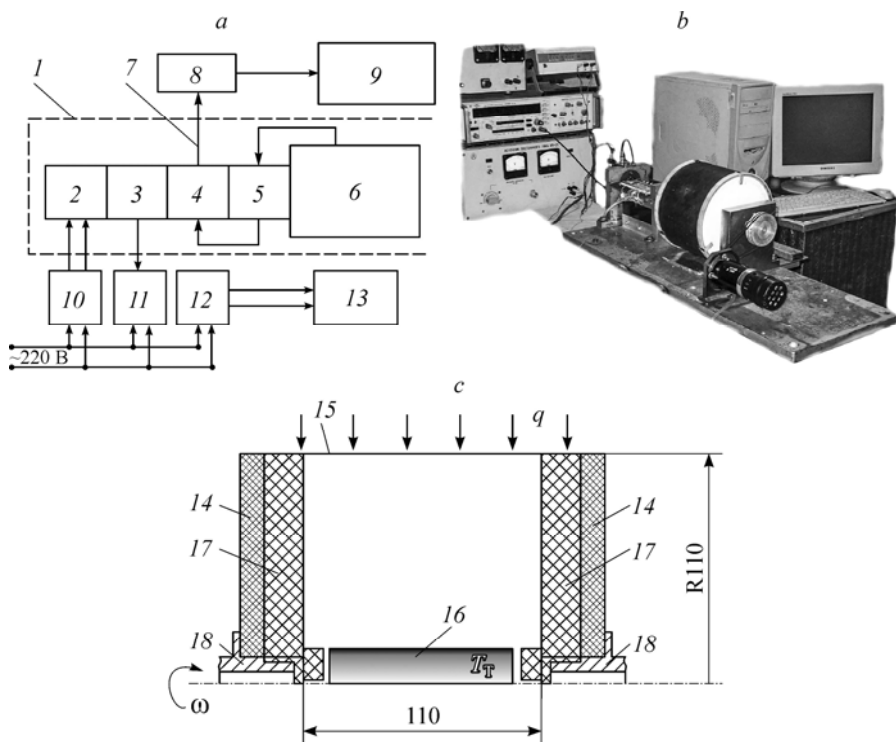


Рис. 4. Блок-схема (а) и общий вид (б) экспериментальной установки и измерительного оборудования; модель теплового блока, используемого в эксперименте (с).

1 — стенд вращения, 2 — электропривод, 3 — датчик числа оборотов, 4 — коллекторное токосъемное устройство, 5 — усилитель сигналов, 6 — тепловой блок, 7 — измерительный тракт, 8 — АЦП L-791, 9 — регистрирующий прибор, 10, 12 — источники постоянного тока, 11 — цифровой частотомер, 13 — имитатор внешнего нагрева, 14 — торцевые стенки, 15 — цилиндрическая обечайка, 16 — тепломер, 17 — теплоизоляционные диски, 18 — валы вращения.

преобразуются на основе АЦП L-791 8 и регистрируются с помощью регистрирующего прибора 9. Для питания электроприборов применяются источники постоянного тока 10 и 12 с регулятором напряжения. С помощью цифрового частотомера 11 определяется частота вращения теплового блока, для имитации внешнего нагрева которого служит инфракрасный нагреватель 13. Тепловой блок состоит из наружного составного корпуса, конструктивно объединяющего торцевые стенки 14 и цилиндрическую обечайку 15, внутреннего тепломера 16, теплоизоляционных дисков 17, препятствующих отводу тепла через торцевые стенки из теплового блока при проведении экспериментов. На поверхности наружного корпуса и внутри теплового блока устанавливаются тепловые датчики в виде хромель-копелевых термопар с диаметром электродов 0,2 мм.

В результате нагрева наружной поверхности цилиндрической обечайки теплового блока и его вращения возникают внутренние конвективные течения, приводящие к интенсификации переноса тепла внутри теплового блока. Количество тепла, переданное в процессе теплообмена, аккумулируется тепломером с известной теплоемкостью и определяется на основе данных об изменении его температуры по методике монотонного теплового режима [15]. С целью уменьшения тепловой инерционности и повышения чувствительности к тепловому воздействию тепломер выполнен в виде тонкостенного пустотелого медного цилиндра.

В ходе исследования температурного состояния теплового блока для основной серии экспериментов принят режим монотонного нагревания при стабилизированном напряжении питания инфракрасного нагревателя. Перед началом регистрации данных,

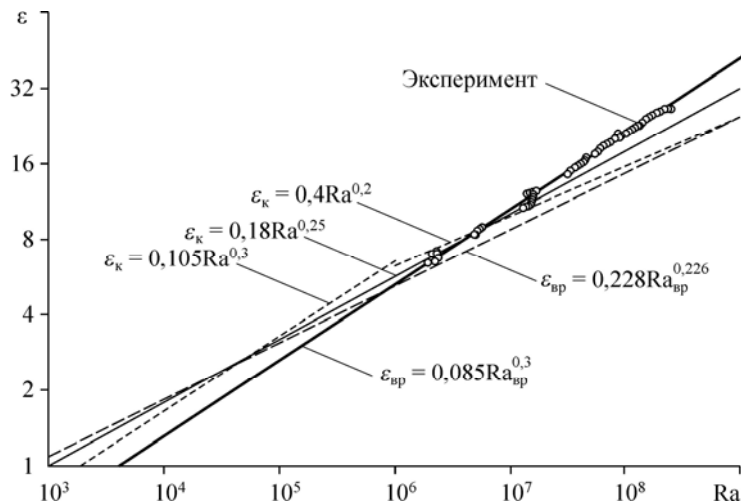


Рис. 5. Сопоставление зависимостей (6) и (7) с полученными ранее зависимостями для коэффициента конвекции цилиндрических полостей при действии гравитационного поля.

которому соответствует момент времени $t = 0$, тепловой блок раскручивался до заданной скорости осевого вращения. Внешний нагрев (рабочая зона эксперимента) начинался с момента времени 20 с, после установления поля скоростей вращения воздушной среды в полости, и продолжался в течение 300 с. Эксперименты проводились для следующих скоростных режимов вращения теплового блока: 0,5, 2,5, 5, 10, 15, 20 и 30 об/с.

В результате критериальной обработки экспериментальных данных получена новая зависимость для коэффициента конвекции от скорости осевого вращения замкнутых осесимметричных объемов цилиндрической формы:

$$\varepsilon_{вр} = 0,085 \cdot (Ra_{вр})^{0,3}. \quad (7)$$

На рис. 5 показано сравнение зависимостей (6) и (7) с полученными ранее зависимостями для коэффициента конвекции цилиндрических полостей при действии гравитационного поля [16].

Для детального исследования рассматриваемых явлений в полостях различных конфигураций целесообразно использование методов математического моделирования на основе современных программных продуктов.

Обобщенная математическая модель конвективного теплообмена

Тепломассоперенос в текучей среде моделируется с помощью уравнений Навье–Стокса, описывающих нестационарные законы сохранения массы, импульса и энергии. При этом дополнительно используются уравнения состояния компонентов среды, а также эмпирические зависимости их коэффициентов вязкости и теплопроводности от температуры. Для моделирования турбулентных течений уравнения Навье–Стокса осредняются по Рейнольдсу, а крупномасштабные временные изменения осредненных по малому масштабу времени газодинамических параметров потока (давления, скоростей, температуры) учитываются введением соответствующих производных по времени. Для замыкания системы уравнений используются уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках выбранной модели турбулентности (например, k - ε модели). В рамках подхода Эйлера в декартовой системе координат $(x_i, i = 1, 2, 3)$,

вращающейся с угловой скоростью Ω , данная система уравнений имеет вид [19]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k) &= 0, \\ \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} &= S_i, \\ \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}((\rho E + p)u_k + q_k - \tau_{ik}u_i) &= S_k u_k + Q_H,\end{aligned}$$

где t — время; u , ρ , p — соответственно скорость, плотность и давление текучей среды; S_i — массовые силы, действующие на единичную массу текучей среды, определяемые по формуле:

$$S_i = S_{i \text{ gravity}} + S_{i \text{ rotation}},$$

здесь $S_{i \text{ gravity}}$, $S_{i \text{ rotation}}$ — силы, вызванные гравитацией и вращением, E — полная энергия единичной массы текучей среды, Q_H — тепло, выделяемое в единичном объеме, τ_{ik} — тензор вязких сдвиговых напряжений, q_k — диффузионный тепловой поток, « k » — индекс, обозначающий суммирование по координатным направлениям.

Для газов используется уравнение состояния идеального газа: $\rho = p/(RT)$. Наряду с моделированием диффузии тепла в текучей среде моделируется теплопередача в твердых телах с помощью уравнения

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot cT) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + Q_H,$$

где c и λ — удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности материала.

При моделировании теплообмена излучением между поверхностями твердых тел рассматривается интегральное излучение, определяемое законом Стефана–Больцмана. Поглощение и отражение радиационного тепла участвующими в теплообмене излучением поверхностями определяется с учетом фактора видимости.

Если расчет выполняется во вращающейся системе координат, то $S_{i \text{ rotation}} = -2e\Omega\rho u_k + \rho\Omega^2 r_i$, где e — функция Леви–Чивита, Ω — угловая скорость вращения системы координат, r_i — радиус-вектор, приходящий в данную точку пространства от ближайшей к ней точки, лежащей на оси вращения системы координат.

Привязка математической модели к конкретной задаче определяется условиями однозначности.

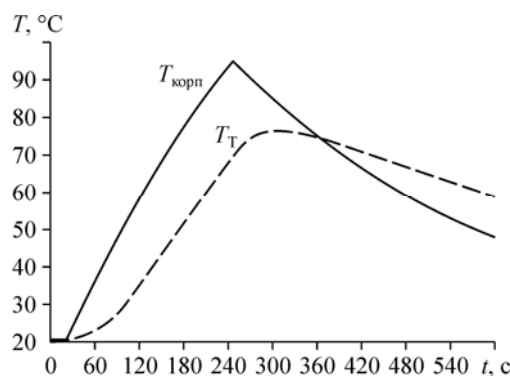
Проверка адекватности математических моделей

Для проверки адекватности используемых при компьютерном моделировании математических моделей выполнено сравнение численного решения с данными физического эксперимента, проведенного в экспериментальной установке, представленной на рис. 4.

В ходе исследования тепловой блок раскручивался до скорости осевого вращения, равной 10 об/с и поддерживаемой постоянной на протяжении всего эксперимента. После начала регистрации данных на 20-й секунде включался имитатор внешнего нагрева. На 240-й секунде нагрев отключался и начиналось монотонное охлаждение корпуса теплового блока, продолжающееся до 600-й секунды. Таким образом, рабочая зона эксперимента составила 580 с, при этом в течение первых 220 с осуществлялся режим монотонного нагрева, а в течение последующих 360 с — режим монотонного охлаждения.

Рис. 6. Тепловые режимы нагрева внешней цилиндрической обечайки и тепломера в эксперименте по проверке адекватности используемых при компьютерном моделировании численных моделей на установке, представленной на рис. 4.

$T_{\text{корп}}$ — средняя температура корпуса теплового блока, T_{T} — средняя температура тепломера.



Результаты проведенного эксперимента представлены на рис. 6. Из рисунка видно, что при внешнем нагреве корпуса теплового блока с 20-й по 240-ую секунды происходит практически равноинтенсивный рост температуры тепломера, объясняемый преимущественно конвекцией в воздушной полости в центробежном поле массовых сил.

После отключения нагрева на 240-й секунде корпус теплового блока начинает охлаждаться, но нагрев тепломера при этом продолжается, так как радиальный перепад температур в тепловом блоке остается положительным (температура корпуса больше температуры тепломера). По мере выравнивания температур корпуса и тепломера интенсивность нагрева последнего падает из-за снижения конвективного теплообмена между поверхностями указанных элементов конструкции. Начиная с 360-й секунды, когда средняя температура корпуса теплового блока становится сначала равной, а потом меньше средней температуры тепломера, конвекция в исследуемой области прекращается и дальнейшее охлаждение тепломера происходит за счет теплопроводности воздушной среды.

При постановке задачи математического моделирования в качестве граничных условий использовались граничные условия первого рода. Оценка достоверности результатов численного моделирования проводилась сравнением полученных в ходе физического эксперимента показаний термопары, расположенной на тепломере, с рассчитанными значениями.

Параметры расчетных сеток и временного шага интегрирования окончательно были установлены после оценки их влияния на точность результатов численного моделирования. На рис. 7а представлены температурные кривые для тепломера в зависимости от шага расчетной сетки (ds), при этом размер базовых ячеек сетки изменялся от 2,8 до 6,5 мм, а шаг интегрирования по времени оставался постоянным ($dt = 0,01$ с). На рис. 7б представлены зависимости температурных кривых для термопары от шага интегрирования по времени

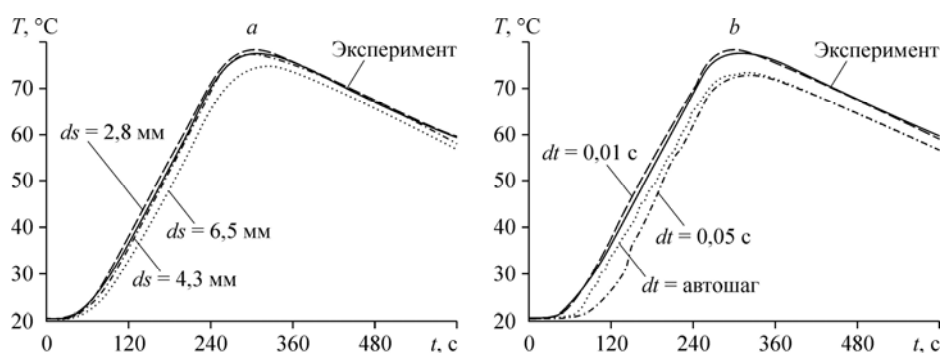


Рис. 7. Влияние размеров ячеек базовой сетки (а) и шага интегрирования по времени (б) на точность результатов расчета при компьютерном моделировании процессов теплопереноса в тепловом блоке.

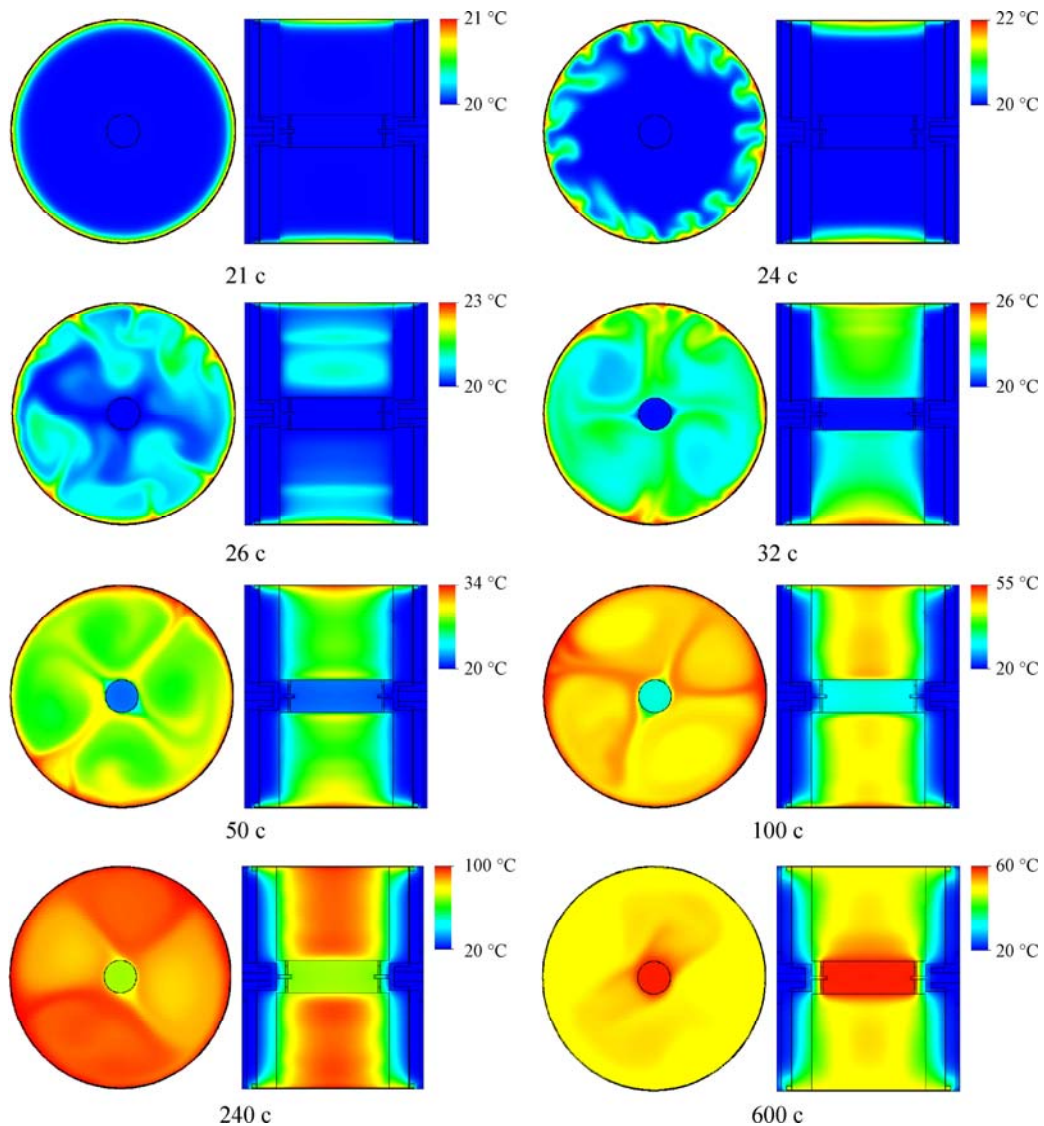


Рис. 8. Картины температурных полей в поперечном и продольном сечениях вращающегося теплового блока, подверженного нестационарному внешнему нагреву и последующему охлаждению, для различных моментов времени при трехмерном моделировании конвективного теплопереноса с режимом внешнего нагрева по рис. 6.

при фиксированном размере базовых ячеек, равном 2,8 мм. Анализ полученных результатов показал, что начиная с шага расчетной сетки 2,8 мм и шага по времени 0,01 с решение задачи перестает значимо зависеть от данных параметров.

Компьютерное моделирование конвективного теплопереноса в тепловом блоке экспериментальной установки при нестационарном внешнем нагреве и осевой скорости вращения 10 об/с проводилось для сравнения в двухмерной и трехмерной постановках. Результаты моделирования для различных моментов времени представлены в виде картин температурных полей на рис. 8 и 9. Как видно из рис. 8, при трехмерном моделировании в тепловом блоке образуются трехмерные конвективные потоки, направленные от внешней нагретой оболочки внутрь к тепломеру. За счет этих потоков происходит интенсификация теплопереноса и, как следствие, рост температуры тепломера. После отключения нагрева на 240-й секунде корпус теплового блока начинает охлаждаться,

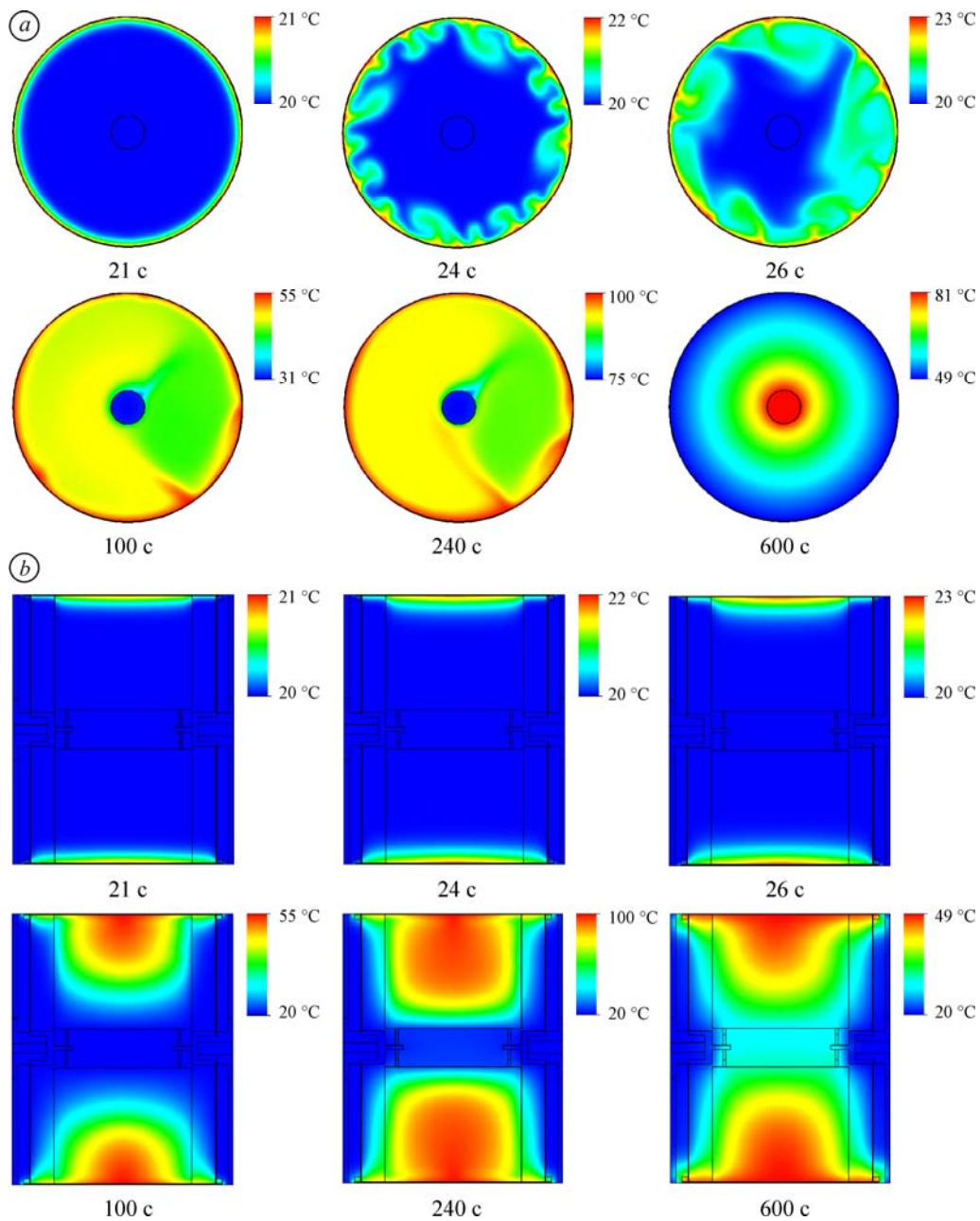


Рис. 9. Картины температурных полей вращающегося теплового блока, подверженного нестационарному внешнему нагреву и последующему охлаждению, для различных моментов времени при двухмерном моделировании в поперечном (а) и продольном (б) сечениях теплового блока с режимом внешнего нагрева по рис. 6.

при этом нагрев тепломера продолжается. Начиная с 360-й секунды конвекция в тепловом блоке прекращается, и охлаждение тепломера происходит только за счет теплопроводности. Таким образом, в условиях осевого вращения происходит интенсификация конвективного переноса тепла к тепломеру при внешнем нагревании и снижение интенсивности этого процесса при охлаждении корпуса с последующим запираем более теплых слоев воздуха, расположенных вблизи оси вращения, более холодными внешними слоями. При решении данной задачи в двухмерной постановке конвективные потоки,

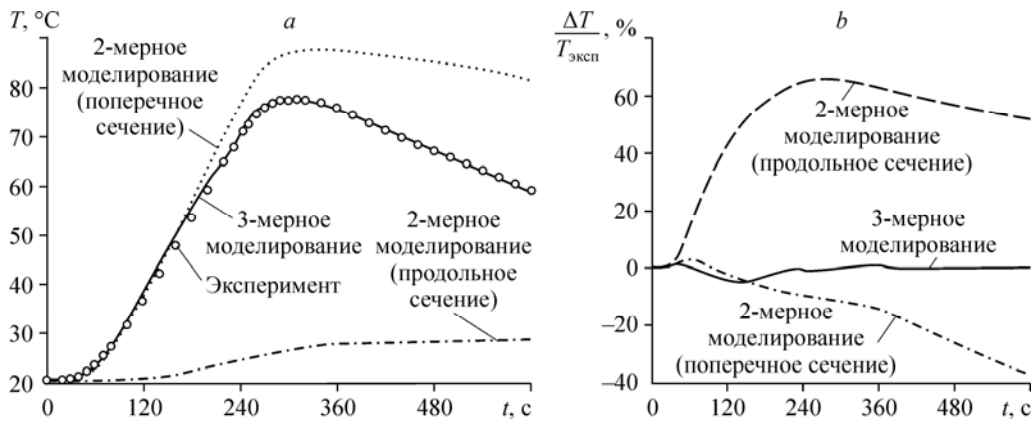


Рис. 10. Сравнение результатов компьютерного моделирования с экспериментальными данными, представленными на рис. 6.

a — температурные кривые, *b* — относительная погрешность расчета температуры.

идущие внутрь конструкции, возникают только при моделировании исследуемых процессов в поперечном сечении теплового блока (рис. 9*a*), а при моделировании их в продольном сечении (рис. 9*b*) тепловых потоков не возникает и тепло распространяется за счет теплопроводности, т.е. искажается физика процесса.

На рис. 10 представлен сравнительный анализ результатов компьютерного моделирования и экспериментальных данных в виде совокупности температурных кривых тепломера. Анализ температурных кривых (рис. 10*b*) показал, что расхождение результатов вычислительного и физического экспериментов в случае трехмерного моделирования составляет менее 6,5 %, а при двухмерном моделировании — более 30 % в поперечном и более 60 % в продольном сечениях. Поэтому проводить исследования конвективного теплообмена в замкнутых полостях в условиях нестационарного неравномерного внешнего нагрева и при наличии осевого вращения с приемлемой точностью можно только на основе трехмерного моделирования.

Моделирование теплопереноса в конической полости

Конические полости с конусностью $10 \div 20^\circ$ широко распространены в различных модификациях конструктивного исполнения носовых отсеков высокоскоростных ЛА, имеющих осевое вращение, поэтому получение критериальных зависимостей для оценки коэффициента конвекции в таких полостях представляет практический интерес.

Рассматриваемая полость конической формы состоит из корпуса и медного тепломера, с торцов она ограничена теплоизолирующими дисками (рис. 11*a*). Геометрия и размеры полости выбирались исходя из анализа конструктивных элементов носовых блоков высокоскоростных вращающихся летательных аппаратов. Предполагалось, что полость заполнена сухим воздухом при начальной температуре 20°C . В качестве режима нагрева был выбран нагрев корпуса при постоянной температуре 220°C в течение 100 секунд. Численные эксперименты проводились для следующих скоростей вращения конической полости: 0, 5, 10, 20 и 40 об/с.

Результаты компьютерного моделирования конвективного теплопереноса представлены на рис. 11*b* в виде зависимостей средней температуры тепломера от времени и скорости вращения и на рис. 11*c* в виде картин температурных полей в продольном и поперечном сечениях для момента времени 80 с. Из рисунков видно, что с увеличением скорости вращения тепломер прогревается быстрее, следовательно, наблюдается интенсификация конвективного теплопереноса внутри конической полости.

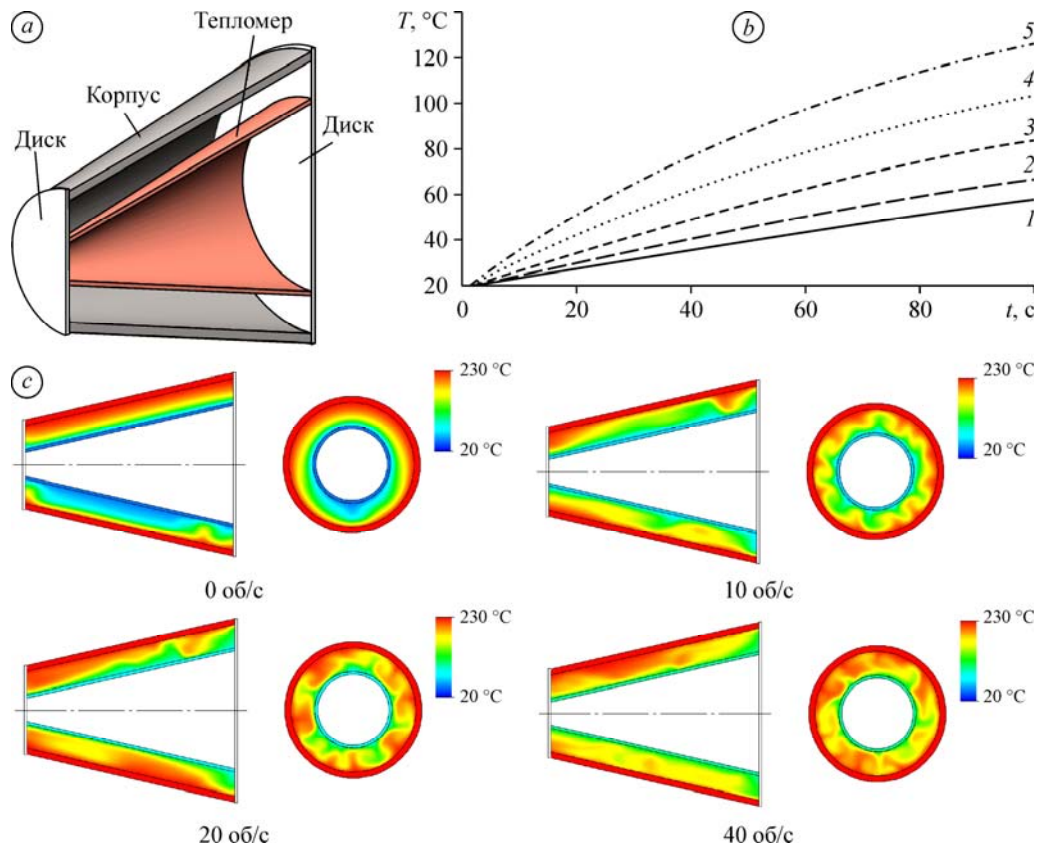


Рис. 11. Компьютерное моделирование конвективного теплопереноса в конической полости с конусностью 15° при ее внешнем нагреве и осевом вращении.

a — геометрия полости, b — зависимости средней температуры тепломера от времени и скорости вращения: скорости вращения конической полости (b): 0 (1), 5 (2), 10 (3), 20 (4), 40 (5) об/с; c — температурные поля для различных скоростей вращения в продольном и одном из поперечных сечений для момента времени 80 с.

Температурные зависимости (рис. 11b), определяющие тепловой режим конической полости, и соотношение метода монотонного нагревания замкнутого слоя [15] позволили рассчитать значение среднего коэффициента конвекции (рис. 12a). Видно, что при увеличении скорости вращения от 0 до 40 об/с коэффициент конвекции возрастает в 3,5 раза. При критериальной обработке экспериментальных данных (рис. 12b) получена зависимость коэффициента конвекции от скорости осевого вращения для замкнутых осесимметричных объемов конической формы:

$$\varepsilon_{\text{вр}} = 0,105 \cdot (\text{Ra}_{\text{вр}})^{0,3}. \quad (8)$$

Эта зависимость совпадает по форме с известной зависимостью для конвективного теплопереноса в цилиндрических полостях под действием гравитационного поля массовых сил [16]. Отличие заключается в определении модифицированного числа Рэлея, которое учитывает действие центробежных полей массовых сил. Стоит отметить, что формула (8) применима для полостей с небольшой конусностью ($10 \div 20^\circ$), так как эксперименты и расчеты проводились только для таких полостей.

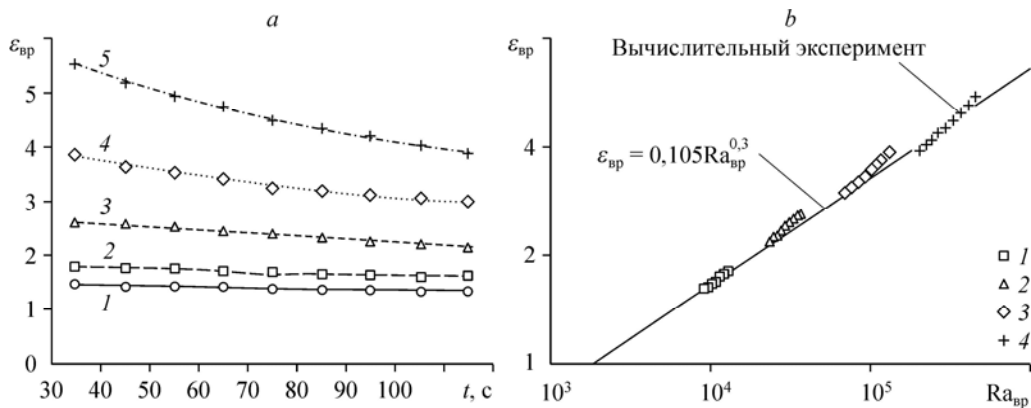


Рис. 12. Зависимость коэффициента конвекции от времени для различных скоростей осевого вращения конической полости с конусностью 15° (a) и критериальная обработка экспериментальных данных (b).
 a: 0 (1), 5 (2), 10 (3), 20 (4), 40 (5) об/с; b: 5 (1), 10 (2), 20 (3), 40 (4) об/с.

Моделирование теплопереноса через лабиринтные цилиндрические полости

Анализ типовых конструкций носовых отсеков высокоскоростных вращающихся ЛА показывает, что в большинстве случаев газовые полости, образованные внутренними элементами, имеют лабиринтную конфигурацию. Из всего многообразия таких полостей наибольшее распространение имеют полости, разделенные вставками с отверстиями (например, основания и рамки гироскопов, корпуса и элементы крепления оптоэлектронных приборов и т.п.), поэтому возникает практический интерес в получении критериальных зависимостей для оценки коэффициента конвекции в подобных полостях.

Рассматриваемая лабиринтная полость состояла из корпуса и медного тепломера, размеры которых соответствуют размерам теплового блока на рис. 4с. Между корпусом и тепломером посередине полости располагалась цилиндрическая пенопластовая вставка толщиной 1 мм с отверстиями разной площади. С торцов полость была ограничена теплоизолирующими дисками. Геометрия и относительная площадь отверстий ($S_{\text{отв отв}}$) для различных конфигураций лабиринтных полостей представлены на рис. 13а. Предполагалось, что полость заполнена сухим воздухом при начальной температуре 20 °С. Режим нагрева был аналогичен нагреву конической оболочки. Численные эксперименты проводились для скоростей вращения 0, 5, 10 и 20 об/с. Кроме того, был выполнен расчет для полости при отсутствии вставки, когда относительная площадь отверстий равна 100 % (конфигурация 5). Результаты моделирования теплопереноса в лабиринтных полостях указанных конфигураций в виде критериальных зависимостей представлены на рис. 13б.

Анализ критериальных зависимостей коэффициента конвекции лабиринтной полости для скорости вращения 5 об/с показывает, что процессы теплопереноса в рассматриваемом случае относятся к области взаимного влияния гравитационного и центробежного полей массовых сил. Анализ критериальных зависимостей коэффициента конвекции лабиринтной полости для скоростей вращения 10 и 20 об/с позволяет привести их к следующему обобщенному виду:

$$\epsilon_{\text{вп}} = K_i \cdot 0,085 \cdot (Ra_{\text{вп}})^{0,3}, \quad (9)$$

где K_i — коэффициент, учитывающий влияние относительной площади отверстий лабиринтной вставки и рассчитываемый по формуле

$$K_i = 0,3 + 0,7 \cdot (S_{\text{отв}}/S_{\text{вст}})^{0,5}, \quad (10)$$

где $S_{\text{отв}}$ — суммарная площадь отверстий во вставке, $S_{\text{вст}}$ — площадь внутренней боковой поверхности вставки.

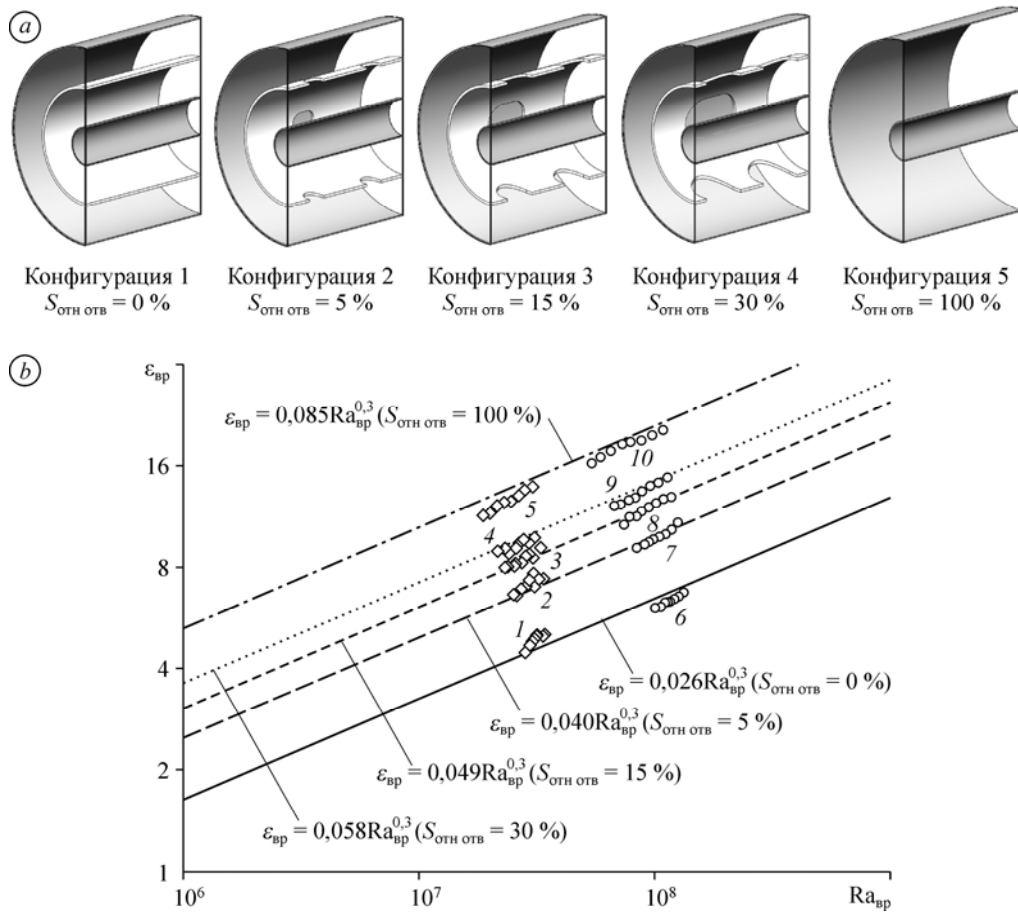


Рис. 13. Вычислительный эксперимент по исследованию теплопереноса в лабиринтных полостях.

a — конфигурации исследуемых лабиринтных полостей, *b* — критериальная обработка данных:

- 1 и 6 — конфигурация 1 при $\omega = 10$ и 20 об/с соответственно,
- 2 и 7 — конфигурация 2 при $\omega = 10$ и 20 об/с соответственно,
- 3 и 8 — конфигурация 3 при $\omega = 10$ и 20 об/с соответственно,
- 4 и 9 — конфигурация 4 при $\omega = 10$ и 20 об/с соответственно,
- 5 и 10 — конфигурация 5 при $\omega = 10$ и 20 об/с соответственно.

Заключение

На основе результатов физического и математического моделирования подтверждена гипотеза интенсификации процессов конвективного теплопереноса внутри замкнутых воздушных полостей при их внешнем нагреве и осевом вращении относительно продольной оси симметрии. При этом для замкнутых полостей различных геометрий (сферических, конических, цилиндрических однослойных и с перфорированными вставками) получены новые критериальные зависимости (6)–(10) коэффициента конвекции ($\varepsilon_{\text{вр}}$) от модифицированного числа Рэлея ($Ra_{\text{вр}}$), которое учитывает центробежное ускорение газовой полости. Полученные зависимости позволяют свести задачу идентификации тепловых режимов в конструкциях сложных технических систем (оптоэлектронных, микромеханических) к решению задач теплопроводности разнородного твердого тела. Кроме этого показано, что численное моделирование конвективного теплопереноса в замкнутых вращающихся полостях следует проводить исключительно в трехмерной постановке, ибо только она дает результаты, которые не искажают физические особенности данного процесса.

Список литературы

1. Зарубин В.С., Станкевич И.В. Расчет теплонапряженных конструкций: уч. пособие. М.: Машиностроение, 2005. 352 с.
2. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре: учеб. для вузов. М.: Высш. шк., 1984. 247 с.
3. Гебхарт Б., Джалурия Й., Махаджан Р.Л., Саммакия Б. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен. В 2-х книгах / М.: Мир, 1991. Кн. 2. 528 с.
4. Rodriguez I., Castro J., Perez-Segarra C.D., Oliva A. Unsteady numerical simulation of the cooling process of vertical storage tanks under laminar natural convection // Inter. J. of Thermal Sci. 2009. Vol. 48, No. 4. P. 708–721.
5. Lin W., Armfield S.W. Direct simulation of natural convection cooling in a vertical circular cylinder // Inter. J. Heat and Mass Transfer. 1999. Vol. 42. P. 4117–4130.
6. Вебер Н., Поу Р., Бишоп Е., Скэнлэн Дж. Теплопередача свободной конвекцией между двумя сферами, одна из которых размещена внутри другой с вертикальным эксцентриситетом // Теплопередача. 1973. Т. 95, № 1. С. 49–55.
7. Драйден Дж. Современные датчики: справочник. М.: Техносфера, 2005. 592 с.
8. Волков К.Н., Емельянов В.Н. Течения и теплообмен в каналах и вращающихся полостях. М.: Физматлит, 2010. 488 с.
9. Крейц Ф. Конвективный теплообмен во вращающихся системах // Успехи теплопередачи. Вып. 5. М.: Мир, 1971. С. 144–279.
10. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. В 4 томах. Т. 2. Вращающиеся системы. Киев: Институт технической теплофизики НАН Украины, 1996. 289 с.
11. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.: Машиностроение, 1980. 240 с.
12. Вяткин А.А. Экспериментальное исследование тепловой конвекции во вращающемся горизонтальном цилиндрическом слое // Конвективные течения. 2009. № 4. С. 5–14.
13. Вяткин А.А., Козлов В.Г., Сабиров Р.Р. Роль относительной длины полости в конвекции тепловыделяющей жидкости во вращающемся цилиндре // Конвективные течения. 2013. № 6. С. 311–325.
14. Ветров В.В. Интенсификация теплопереноса через воздушные прослойки в условиях осевого вращения и внешнего нагрева // Тез. докл. Четвертой МТФШ, Тамбов, 2001. Тамбов: ТГТУ, 2001. С. 27–31.
15. Платунов Е.С. Теплофизические измерения в монотонном режиме. М.: Энергия, 1973. 143 с.
16. Авдудевский В.С., Галицейский Б.М., Глебов Г.А., Кошкина В.К. и др. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике: уч. для авиационных специальностей вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 528 с.
17. Ветров В.В., Воробьев А.А. Исследование интенсификации тепломассообмена во вращающихся цилиндрических объемах при внешнем нагреве // Известия ТулГУ. Технические науки. 2012. Вып. 11, ч. 1. С. 59–65.
18. Пат. Российской Федерации на полезную модель № 120219, МПК G01K17/00. Экспериментальная установка для определения характеристик теплообмена во вращающихся конструкциях / Ветров В.В., Стреляев С.И., Воробьев А.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО ТулГУ. № 2012112526/28; заявл. 02.04.2012; опубл. 10.09. 2012.
19. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. и др. Компьютерное моделирование в инженерной практике. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. 800 с.

*Статья поступила в редакцию 8 февраля 2016 г.,
после доработки — 6 апреля 2016 г.*