

УДК [517:536]:621.452

А. В. МЕСРОПЯН, И. И. МУХАМЕТЗЯНОВА

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИКИ И ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ БОКСА ГТД

Рассматривается естественно-конвективный и смешанный теплоперенос в замкнутой области в форме параллелепипеда, имитирующей модель бокса ГТД, при локальном нагреве цилиндрической поверхности. В статье представлены описание задачи, математические модели и вычислительный метод, положенный в основу, результаты численного 3D-моделирования. *Конвективный теплоперенос; локальный источник тепловыделения; трехмерная конвекция; численное моделирование*

Одним из методов снижения расхода газа на собственные нужды компрессорных станций является оптимизация режима работы газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Высокие требования к стационарным установкам по ресурсу работы зачастую требуют модернизации отдельных узлов существующей конструкции с целью повышения работоспособности. Одной из проблем, требующих такого решения, является улучшение температурного состояния и обеспечение длительной работы турбины в процессе выработки ресурса ГПА. Уменьшение тепловой нагрузки в боксе двигателя повысит надежность автоматической системы управления, систем аварийной защиты и пожаротушения и увеличит срок их службы, а также повысит надежность и безопасность работы ГПА в целом. В связи с этим особое значение приобретают усилия, направленные на разработку эффективной системы вентиляции и охлаждения в боксе установки ГПА, размещение оборудования.

Данная работа посвящена численному моделированию системы вентиляции и охлаждению бокса ГПА на основе прототипа ГПА-Ц-16, обеспечивающей необходимый температурный режим работы газотурбинного двигателя. С этой целью проводятся газодинамические расчеты, позволяющие достаточно полно описать реальные процессы теплообмена в системе вентиляции в боксе двигателя ГПА, представить структуру течения, проанализировать процесс теплообмена в боксе установки ГПА.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Анализ опубликованных работ показывает, что тепловые аспекты проблемы воздушного

охлаждения, теплообмена и способов его интенсификации в охлаждающих каналах разработаны значительно глубже, чем ее газодинамические аспекты.

Несмотря на быстрое развитие за последнее десятилетие вычислительной техники и методов численного моделирования самых различных физических процессов и явлений, применение этих методов при решении задач, связанных с исследованием разного рода процессов и модернизацией технических систем, все еще остается весьма ограниченным.

В результате на практике сегодня по-прежнему преобладают традиционные «инженерные» методы расчета, использующие при проектировании большой объем экспериментальных данных. Однако применительно к рассматриваемым в данной работе процессам систем охлаждения одним из недостатков инженерных методов является то, что они не дают практически никакой информации, во-первых, о структуре течения, и, во-вторых, о локальных характеристиках этих процессов (полях скорости, температуры). В результате даже в том случае, когда спроектированная на основе таких методов система в среднем удовлетворяет заложенным при проектировании требованиям, нет никакой гарантии, что она обеспечивает выполнение требований по поддержанию температурного режима в отдельных частях помещения. В отличие от инженерных методов, методы численного моделирования базируются на строгих фундаментальных законах гидродинамики и теплопереноса и позволяют получить детальную и достаточно точную количественную информацию о локальных характеристиках вентилируемых и/или охлаждаемых объектов в широком диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В данной работе рассматривается теплоперенос с учетом механизмов теплопроводности, естественной и смешанной конвекции в замкнутой области в форме параллелепипеда, имитирующей модель бокса ГТД, с теплопроводными границами конечной толщины при локальном нагреве цилиндрической поверхности. В работе [1] было начато исследование в данной области, но решение задачи приводилось в двухмерной постановке.

Решение задач анализа конвекции в области, заполненной газом, и теплопереноса проводилось в работах [2, 3], однако в поставленных задачах не рассматривалось влияние источника тепловыделения, локализованного в рабочей области, совместно с воздействием окружающей среды. В работе [4] задача решалась в двухмерной постановке с учетом допущений Буссинеска.

3. ЗАДАЧА ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

Исследование теплопереноса при естественной конвекции в отсутствие вентиляции в боксе в области представлено на рис. 1. Область решения представляет собой параллелепипед. Длина, ширина и высота газовой области соответственно A , B и H . Внутри области локализован источник тепловыделения – цилиндрическая поверхность, длина L_c и радиус R_c соответствуют области камеры сгорания. Расстояние от основания бокса до оси источника тепла равно H_c . Начальная температура во всей области решения, за исключением области источника тепла, равна T_0 . Источник тепла имеет постоянное в течение всего времени тепловыделение от двигателя $Q_{ГТД} = 139\,560$ Дж/с. Горизонтальные и вертикальные стенки конечной толщины, образующие полость, рассматривались определенной температуры T_c .

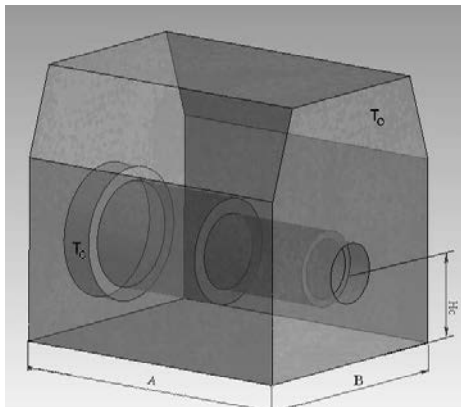


Рис. 1. Область решения задачи

При естественной конвекции движение газа обусловлено изменениями плотности с изменением температуры и подъемом более легкого газа в поле сил тяжести. Большинство моделей для описания естественной конвекции написано в приближении Буссинеска в 2-мерной постановке в переменных вихрь скорости – функция тока – температура. Данные модели не учитывают изменение плотности от температуры.

Используем естественные координаты для модели.

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho U) = 0. \quad (1)$$

Уравнение движения:

$$\rho \frac{dU}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \Delta U + \frac{\mu}{3} \text{grad div} U. \quad (2)$$

Уравнение энергий:

$$\rho \frac{de}{dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right), \quad (3)$$

где $\mu/3 \text{ grad div} U$ учитывает сжимаемость газа.

Данная математическая модель реализуется в математическом пакете Ansys, позволяющем рассчитать и наглядно представить структуру течения, проанализировать процесс теплообмена в боксе с ГПА.

Турбулентные течения характеризуются флуктуациями поля скорости. При решении уравнений Навье-Стокса, описывающих такие течения, применяется подход, основанный на использовании осредненных по времени величин. В результате решение модифицированных уравнений требует меньше машинных ресурсов, но появляются дополнительные неизвестные. Для замыкания полученных уравнений используются различные модели турбулентности. На сегодняшний день существует большое количество моделей турбулентности. Выбор оптимальной модели турбулентности зависит от типа течения, специфического класса задачи, требуемой точности решения, доступных вычислительных ресурсов и т. п. Модели дают различные результаты при моделировании отрывных течений, пограничных слоев и пр.

Для описания полей течения и температур в газовой фазе используем k - ϵ -модель, которая отличается работоспособностью, приемлемой точностью.

Расчет проведем при следующих критериях Грасгофа и Прандтля. Эти параметры определяют процесс естественной конвекции:

$$Gr = \frac{\beta g L^3 (T_c - T_o)}{\nu^2} = 10^6 \div 10^8; Pr = \frac{\nu}{a} = 0,71,$$

где β – коэффициент объемного расширения, $^{\circ}\text{C}^{-1}$; g – ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$; L – определяющий линейный размер (в данном случае диаметр двигателя в области камеры сгорания), м ; T_c, T_o – температура поверхности ГТД и окружающего воздуха в боксе соответственно, $^{\circ}\text{C}$; ν – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$; a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$.

На рис. 2 представлены результаты численного моделирования. Массы газовой фазы, нагревшись, поднимаются, у верхней стены охлаждаются, выталкиваются в сторону под действием поднимающегося нагретого газа. Затем над ненагретой частью ГТД или вдоль стен газ, охладившись, опускается.

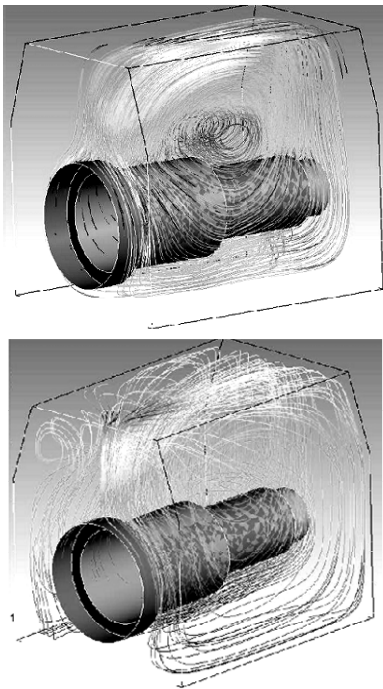


Рис. 2. Линии тока при $Gr = 10^6, 10^7, 10^8$

Видно, что при увеличении числа Gr увеличивается интенсивность теплопереноса, образуются локальные вихри, увеличивается скорость течения, температура потока с максимальной скоростью увеличивается. При этом при $Gr = 10^8$ имеет место более равномерное распределение температуры по всей полости, что свидетельствует о смене режима течения.

Распределение температуры, давления, скорости и плотности при разных числах Грасгофа в вертикальной плоскости, проходящей через ось двигателя, показано на рис. 3.

Распределение температур демонстрирует влияние подъемной силы $\rho g \beta (T_c - T_o)$, которая появляется вследствие неоднородности поля температуры. Анализ результатов показывает образование вихря, смещающегося вверх из-за увеличения скорости потока. Вследствие этого происходит более интенсивное перемешивание потоков и выравнивание температуры. Также происходит увеличение давления над двигателем из-за более интенсивного процесса нагрева воздуха, подъема легкого газа и более длительного времени остывания. Изменение плотности от температуры существенное, и приближения Буссинеска допустимы только при низких числах Грасгофа до 10^6 .

4. ЗАДАЧА СМЕШАННОЙ КОНВЕКЦИИ

При смешанной конвекции присутствует и естественная и вынужденная конвекция. В большинстве исследований рассматривался один из случаев: с преобладанием вынужденного или естественного течения. Принимались допущения Буссинеска. Сложность процесса теплопереноса обусловлена взаимодействием выталкивающей силы с полем течения. Так как оба течения направлены одинаково, то скорость переноса возрастает. В математическую модель к уравнению неразрывности (1) добавляются:

– уравнение сохранения импульса:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \text{div}(\rho U \otimes U) = -\text{div} p + \nabla \tau; \quad (4)$$

– уравнение сохранения энергии:

$$\begin{aligned} \nabla(\rho U h) = \nabla(\lambda \nabla T) + \\ + \nabla(\mu \nabla U + \nabla U^T - \frac{2}{3} \nabla U \delta U), \end{aligned} \quad (5)$$

где $\nabla(\rho U h)$ учитывает конвекцию, $\nabla(\lambda \nabla T)$ – учитывает теплопроводность, $\nabla(\mu \nabla U + \nabla U^T - \frac{2}{3} \nabla U \delta U)$ учитывает работу вязких сил и сжимаемость газа.

Определяющими критериями для смешанной конвекции являются критерии Грасгофа и Рейнольдса, которые выражают соответственно интенсивность естественной и вынужденной конвекции. Расчет проведем при следующих значениях:

$$Gr = \frac{\beta g L^3 (T_c - T_o)}{\nu^2} = 10^6 \div 10^8; Re = \frac{V L}{\nu} = 10^4 \div 10^6,$$

где V – скорость воздушного потока, $\text{м}/\text{с}$.

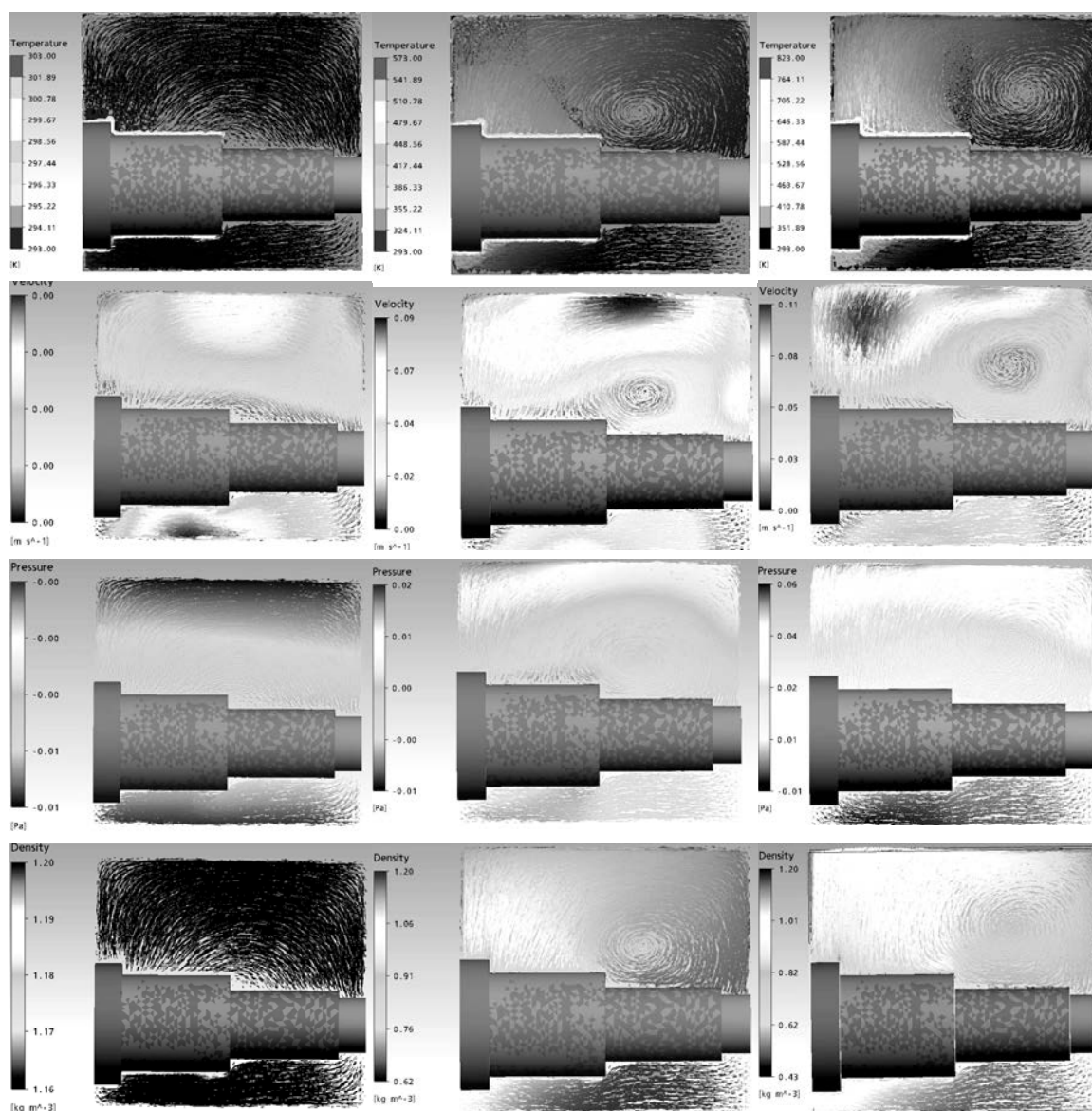


Рис. 3. Распределение температуры, скорости, давления, плотности (сверху вниз) при $Gr = 10^6, 10^7, 10^8$ (слева направо)

Число возможных компоновочных решений системы вентиляции и охлаждения в боксе весьма велико, однако далеко не все комбинации могут рассматриваться как пригодные для компоновки.

Рассмотрим две существующие компоновочные схемы, принципиально отличающиеся тем, что в первом случае ГТД располагается в ангаре (рис. 4), во втором ГТД дополнительно находится в защитном кожухе (рис. 9). Исследование теплопереноса при смешанной конвекции проведем в области, представленной на рис. 4. Все параметры аналогичны параметрам, заданным при естественной конвекции.

Воздух подается через вентиляционную шахту под двигателем в область камеры сгора-

ния ГТД с расходом Q_B и с температурой T_B . Из бокса горячий воздух через шахту выбрасывается в атмосферу за пределы бокса. На рис. 5 и рис. 6 представлены распределение температуры, скорости, давления и плотности при $Gr = 10^7, Re = 10^6$ в продольной плоскости, проходящей через ось двигателя, и в поперечной плоскости, проходящей через зону камеры сгорания. Распределение температуры и давления демонстрирует влияние на корпус двигателя снизу минимальных значений T_{\min} и максимальных значений давления P_{\max} , а сверху T_{\max} и P_{\min} вследствие высоких значений скорости потока под двигателем и низкой скорости потока над двигателем.

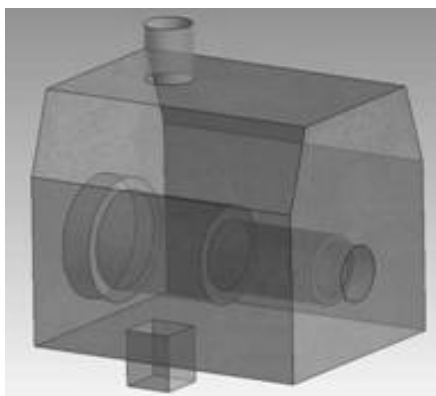


Рис. 4. Область решения задачи

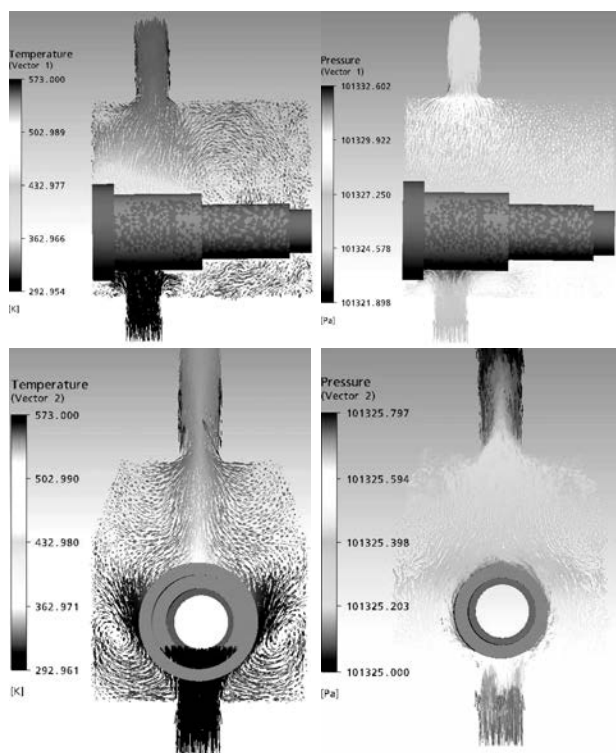


Рис. 5. Распределение температуры, давления газа

Это может неблагоприятно сказаться на корпусе ГТД. Изменение плотности от температуры существенное, и приближения Буссинеска недопустимы.

Линии тока и область бокса с $T_B > 60^\circ\text{C}$ при разных значениях $Re = 10^4 \div 10^6$ показаны на рис. 7.

При увеличении числа Рейнольдса от $Re = 10^4$ до $Re = 10^6$ – течение становится турбулентным и область высоких температур вытягивается в сторону выхлопа.

Модель второй компоновочной схемы показана на рис. 8. Аналогично предыдущей схеме (рис. 4) воздух подается через вентиляционную шахту под двигателем в область корпуса камеры сгорания ГТД с расходом Q_B и с темпе-

ратурой T_B . Из бокса горячий воздух через шахту, находящуюся над отделением газоотвода кожуха защитного, выбрасывается в атмосферу за пределы бокса.

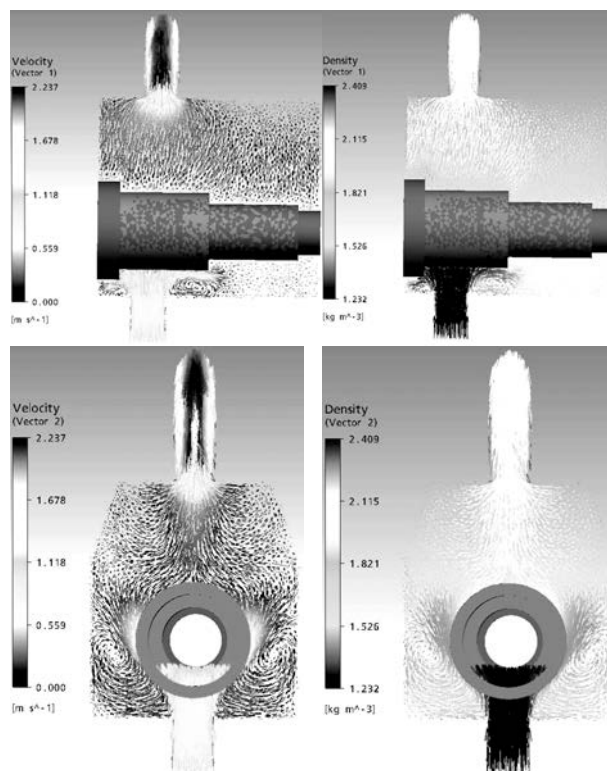


Рис. 6. Распределение скорости, плотности газа

На рис. 9 представлены линии тока и поле скорости при $Re = 10^6$.

На рис. 10 представлено распределение температуры и скорости при $Gr = 10^7$, $Re = 10^6$ в продольной плоскости, проходящей через ось двигателя.

Анализ распределения температуры показывает образование области повышенной температуры справа, нагретый воздух не отводится. Распределение плотности это подтверждает – локальный нагрев воздуха.

Следующим рассматриваемым вариантом является влияние максимальных и минимальных значений температуры и давления, действующих с противоположных сторон.

Область температур выше 60°C при различных скоростях подаваемого воздуха показана на рис. 11.

При увеличении скорости потока от $V = 1$ м/с до $V = 20$ м/с теплообмен становится более интенсивным, однако область высоких температур в правой части бокса остается. До значения $V \approx 15$ м/с эта область уменьшается, полное ее исчезновение не достигается, при дальнейшем увеличении скорости подаваемого воздуха эта область увеличивается.

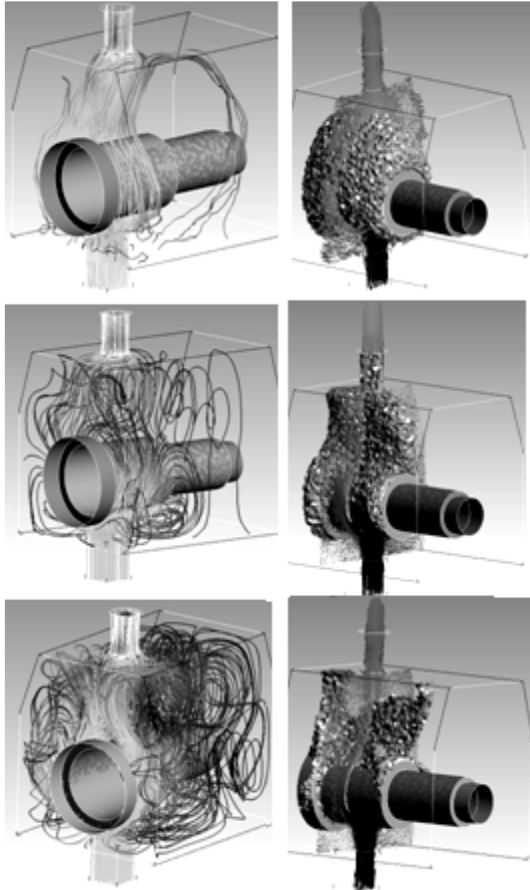


Рис. 7. Линии тока (объем $T_b > 60^\circ\text{C}$)

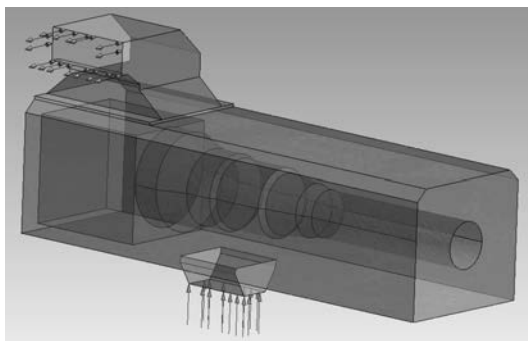


Рис. 8. Область решения задачи

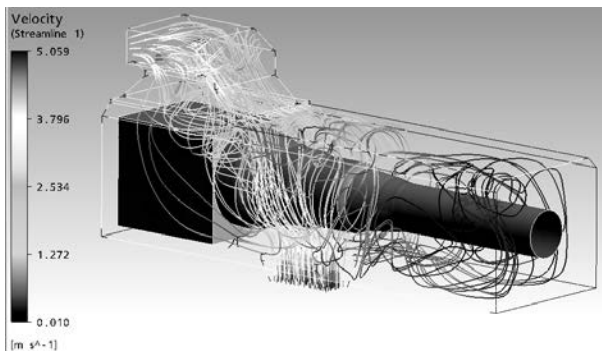


Рис. 9. Линии тока и поле скорости

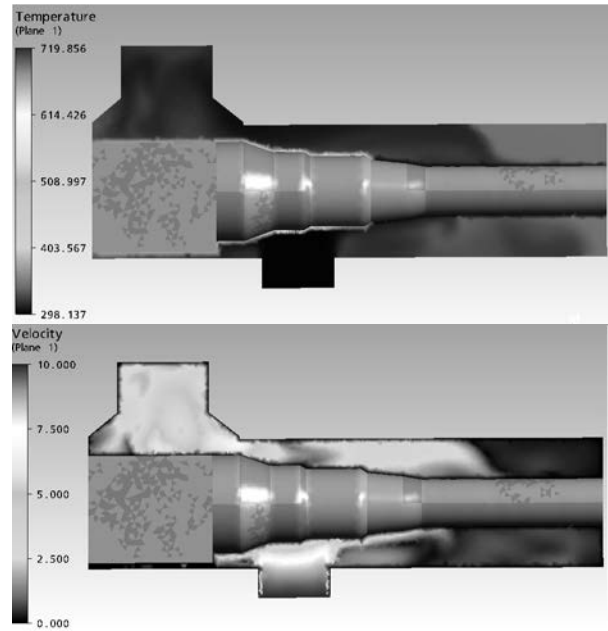


Рис. 10. Распределение температуры и скорости

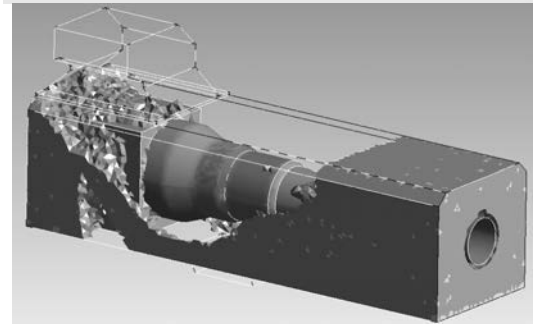
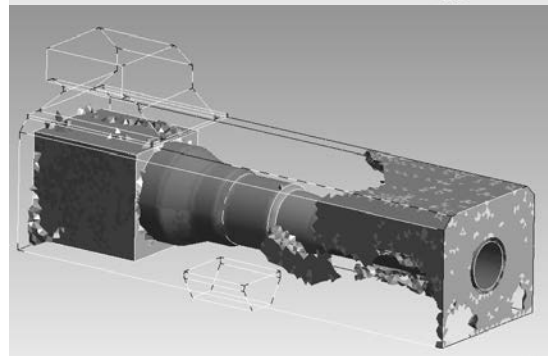
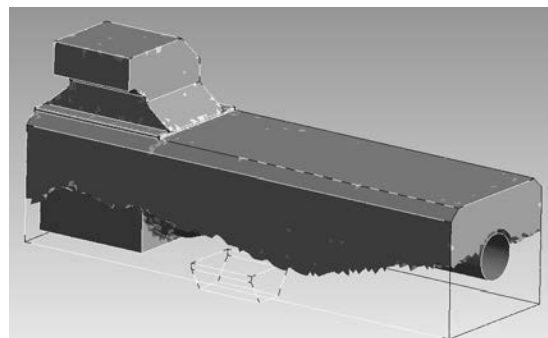


Рис. 11. Объем $T_b > 60^\circ\text{C}$
при $V = 1 \text{ м/с}, 10 \text{ м/с}, 20 \text{ м/с}$

ВЫВОДЫ

Разработаны математические модели естественной и смешанной конвекции. Уравнения Буссинеска применимы только для низких чисел $Gr < 10^6$.

Проведено численное моделирование системы вентиляции и охлаждения в боксе установки газотурбинного двигателя.

Исследование теплопереноса в боксе показало:

1) для естественной конвекции с увеличением числа Gr увеличивается интенсивность теплопереноса, образуются локальные вихри, увеличивается скорость течения, температура потока с максимальной скоростью увеличивается. При этом при $Gr = 10^8$ имеет место более равномерное распределение температуры по всей полости по сравнению с $Gr = 10^6$, $Gr = 10^7$, что свидетельствует о смене режима течения;

2) для смешанной конвекции при подаче охлаждающего воздуха на корпус двигателя оказывают влияние снизу T_{\min} и P_{\max} , а сверху – T_{\max} и P_{\min} . Существующие две компоновочные схемы установки ГТД в боксе при максимальных тепловыделениях от двигателя в блок не обеспечивают поддержание температуры в боксе в пределах 60°C .

База данных вариантов расчета позволяет определить распределение температур во всей области, линии тока газа, наиболее нагретые линии и, следовательно, области, от которых необходимо удалить тепло.

Уменьшение тепловой нагрузки в контейнере двигателя повысит надежность автоматической системы управления, систем аварийной защиты и пожаротушения и увеличит срок их службы, а также повысит надежность и безопасность работы газоперекачивающего агрегата в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Себиси Т., Бредшоу П. Конвективный теплообмен: Моногр. М.: Мир, 1987. 340 с.
2. Буссе Ф., Любимов Д. В. Трехмерные режимы конвекции в кубической полости // Изв. РАН МЖГ. 2008. № 1. С. 3–11.
3. Полежаев В. И., Бунэ А. В. Математическое моделирование конвективного теплообмена. М.: Наука, 1995. 271 с.
4. Кузнецов Г. В., Шеремет М. А. Моделирование пространственного теплопереноса с локально сосредоточенными источниками тепловыделения // Изв. Томск. политех. ун-та. 2003. Т. 36, № 6. С. 69–72.

ОБ АВТОРАХ



Месропян Арсен Владимирович, доц. каф. прикл. гидромеханики. Дипл. инж.-механик (УГАТУ, 1996). Канд. техн. наук по системам приводов (Пермск. гос. тех. ун-т, 2000). Иссл. в обл. гидроприводов систем управления ЛА.



Мухаметзянова Ильмира Исламовна, магистр гидравлической, вакуумной и компрессорной техники (2009).