

УДК 621.515

И.Е. Евдокимов, А.А. Сорокин

ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А.Люльки г. Москва, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗЛУЧЕНИЯ СТРУИ ГОРЯЧИХ ГАЗОВ В ANSYS CFX

Данная статья посвящена сравнительному анализу моделей переноса излучения, реализованных в ANSYS CFX 11.0, подбору оптимальных параметров конечно-элементной радиационной модели и поиску модели, описывающей наилучшим образом процесс сложного теплообмена с учетом излучения, на примере расчета теплового состояния соплового насадка. Производится сравнение расчетных данных с имеющимися данными испытаний газогенератора тубореактивного двигателя и замеров температуры в соответствующих точках.

Статья может быть интересна широкому кругу специалистов, занимающихся вопросами теплообмена, проектировщиков котлов и газогенераторов.

Излучение, лучистый теплообмен, сложный теплообмен, модель суммы серых газов

Введение

Теплообмен излучением играет важную роль при горении и течении нагретых газов, в особенности, продуктов сгорания углеводородных топлив. В некоторых случаях, верификация метода расчета происходит в привязке к конкретной проблеме с исследованием многочисленных факторов, зависящих не только от физики процесса, но и определяющих расчетную модель саму по себе в данной системе.

В настоящей статье максимально использован уже имеющийся опыт применения различных расчетных моделей, как например, описанная в [1] модель газогенератора и экспериментальной установки Siemens. С учетом работы [1] в данной статье не представляется результатов сравнения различных моделей переноса, реализованных в пакете CFX, и большее внимание уделено подбору оптимальных параметров этих методов.

В связи с особой сложностью расчетной модели (свыше 11 млн. элементов) в статье представлены текущие результаты моделирования, относящиеся к модели суммы серых газов и их сравнение с результатами испытаний, а также результаты анализа влияния различных параметров моделирования на конечный результат.

Постановка задачи

При проведении испытаний газогенератора на определенных режимах было обнаружено несоответствие ожидаемого и реального теплового нагружения стенки внутреннего насадка выхлопного устройства (см. рис. 1), что привело к поломке.

Для проведения испытаний на максимальных режимах необходимо было рассчитать температуру насадка. В статье [4] по результатам расчета

предлагаются меры по оптимизации конструкции и повышению теплостойкости стоек и соплового насадка.

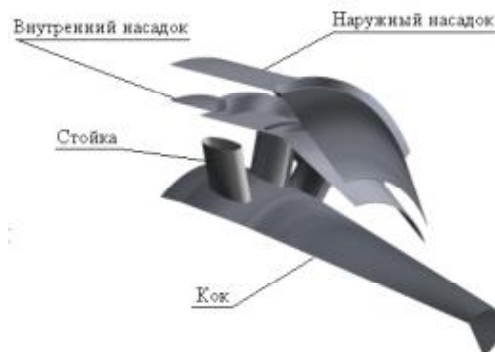


Рис. 1. Внешний вид выхлопного устройства газогенератора

В данной статье рассматривается сложный теплообмен при истечении продуктов сгорания из сопла и особое внимание уделяется лучистому теплообмену между нагретым газом и стенкой, а также стенками и окружающей средой.

Конечно-элементная модель

Моделирование лучистого теплообмена является завершающей стадией газодинамического расчета, при которой уточняются величины тепловых потоков и значения температур. Учет различных модельных факторов при теплообмене конвекцией производился отдельно и в рамках этой статьи освещаться не будет (см. [4]). Расчет лучистого теплообмена производился на подробной сетке (более 11 млн. элементов), изображенной на рис. 2-3.

Применение подробной сетки с большим количеством элементов объясняется требованием малой толщины пристеночного слоя, который не должен превышать 0,03 мм, а также применением модели турбулентности SST наилучшим образом учитывающей теплообмен между стенкой и газом [4].

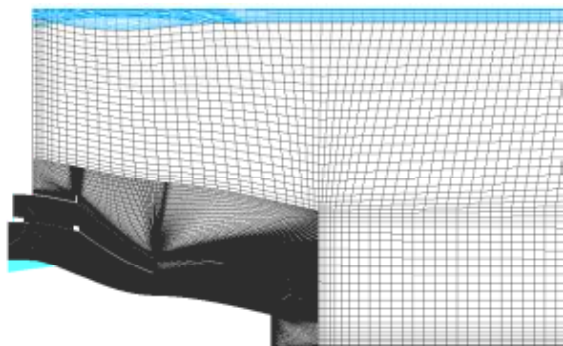


Рис. 2. Сеточная модель. Общий вид с присоединенной областью

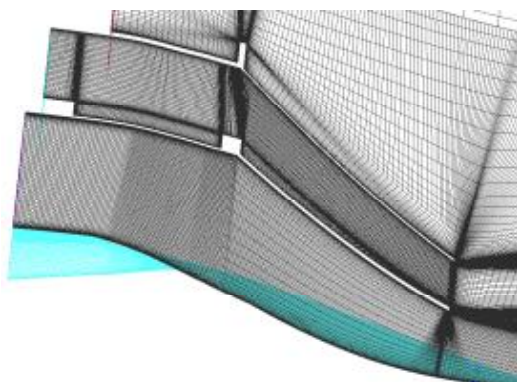


Рис. 3. Сеточная модель. Вид выходного устройства.

**Моделирование теплообмена
Методы расчета
лучистого теплообмена в ANSYS CFX**

Программа ANSYS CFX реализует известное уравнение переноса излучения в поглощающей и рассеивающей среде, которое может быть записано как (здесь приведено в обозначениях [2]):

$$\frac{dI_v(r, e)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv}) \cdot I_v(r, s) + K_{av} \cdot I_b(v, e) + \frac{K_{sv}}{4 \cdot \pi} \cdot \int_{4\pi} dI_v(r, e) \Phi(e \cdot e') d\Omega' + S. \quad (1)$$

Уравнение переноса (1) может быть решено с помощью различных методов и допущений. В ANSYS CFX реализовано 4 метода: приближение Росселанда, P1-модель (или метод сфери-

ческих гармоник в 1 приближении), метод дискретного переноса и метод Монте-Карло.

Наиболее универсальными, и, поэтому затратными являются методы Дискретного переноса и Монте-Карло. Применение метода Росселанда и P1 ограничено определенными условиями и они здесь рассматриваться не будут [1].

В методе дискретного переноса граничная поверхность интерпретируется как множество излучающих узлов [3], испускающих лучистый поток по определенным направлениям. Эти направления определяются разбиением единичной сферы, в центре которой находится излучающий узел, на равные телесные углы [2]. Разбиение этой единичной области задается пользователем. По умолчанию через поверхность единичной сферы проходит 8 лучей. При осуществлении, так называемой операции трассировки (tracing), вычисляются траектории лучей испущенных и отраженных от поверхностей. Количество лучей и размер файла трассировки жестко взаимосвязаны, и как показывает сравнительное моделирование, разбиение единичной сферы сильно влияет на размер файла трассировки, который может достигать нескольких гигабайт.

На рис. 4. показаны результаты сравнительного моделирования, проведенного для определения оптимальных настроек радиационного решателя и количества телесных углов, на которые разбита единичная сфера. Сравнение расчетов проводилось по параметру радиационной яркости, как наиболее чувствительному, т.к. распределение температуры на стенке слабее зависело от изменения настроек решателя. Следует добавить, что в некоторых расчетах важна не только точная температура поверхности, но и точное значение интенсивности излучения нагретых элементов двигателя.

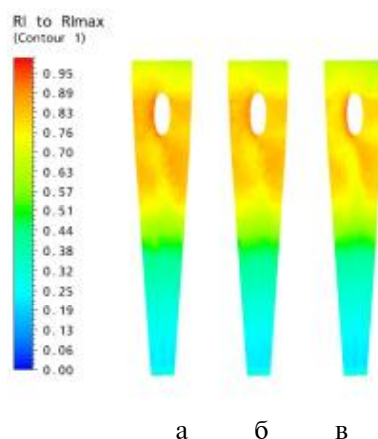


Рис. 4. Отношение яркости излучения на коке к максимальной яркости излучения в домене: а) 8 лучей, коэффициент огрубления исходной сетки равен 53; б) 16 лучей, коэффициент огрубления исходной сетки равен 53; в) 8 лучей, коэффициент огрубления исходной сетки равен 7

Обратимся к сравнению расчетных моделей по количеству лучей (рис. 4 а и б), на которые делится элементарная излучающая сфера. Сравнительный анализ 8 и 16-лучевого разбиения показывает, что разница максимальных и минимальных значений радиационной яркости на стенке не превышает 0,4 и 1,5% соответственно. При трассировке 8-ю лучами присутствует небольшая неравномерность распределения яркости излучения на стенке по отношению к трассировке 16 лучами, которая на рис. 5 практически незаметна. Разница в размере файла трассировки достигла 10 раз при одном и том же коэффициенте огрубления исходной сетки и количестве радиационных элементов.

Как отмечается в [1] на точность расчета радиационного теплообмена значительное влияние оказывает упомянутый коэффициент огрубления исходной гидродинамической сетки. Влияние этого параметра расчета также было изучено отдельно. Однозначно можно констатировать существенную роль коэффициента огрубления исходной сетки при условии ограниченных системных ресурсов. Градиент распределения яркости по поверхности кока более равномерен по отношению к исходному варианту, также как к варианту с удвоенным количеством лучей. Следует отметить, что этот вопрос не освещен в [1] отдельно, однако очевидна существенная роль коэффициента огрубления исходной сетки как на точность моделирования, так и на требования к вычислительным ресурсам.

Другим методом, представляющим потенциальный интерес для проведения расчетов излучения газовой струи и нагретых элементов конструкции, а также их теплового состояния, является метод Монте-Карло. Этот метод имеет большое сходство с методом дискретного переноса [3], по причине аналогичного рассмотрения траектории луча или пучка фотонов в поглощающей и рассеивающей среде. Отличие состоит в вероятностной интерпретации времени «жизни» фотона, распространяющегося в поглощающе-рассеивающей среде. Фотон, испущенный, например нагретой поверхностью, имеет некоторую энергию или «массу» [1]. Далее он проходит через объем газа, который либо поглощает и рассеивает пучок, либо усиливает за счет собственного излучения. Если энергия фотона или пучка в результате поглощения газом или стенкой, а также рассеяния, становится меньше определенного значения (threshold), фотон «умирает».

Важным параметром при моделировании методом Монте-Карло является количество сохраняемых решателем «историй». «История» - это «рождение» и «смерть» фотона в объеме, ограниченном стенками. На рис. 5 представлены результаты расчета яркости излучения стенки кока при различных значениях сохраняемых «историй».

На точность метода Монте-Карло, так же как и на метод дискретного переноса имеет влияние коэффициент огрубления газодинамической сетки.

В общем случае, при учете радиационного теплообмена существенно изменяется температура только открытых элементов конструкции. Пробные расчеты, осуществленные на грубой сетке, показывают различные температуры открытой части кока (рис. 6) и небольшое отличие в распределениях температур у стойки.

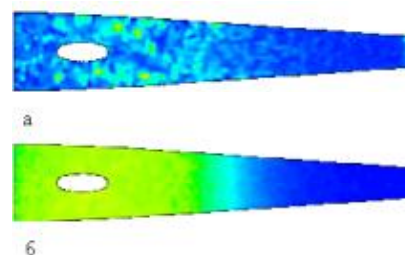


Рис. 5. Яркость излучения на коке: а) 50000 историй; б) 500000 историй

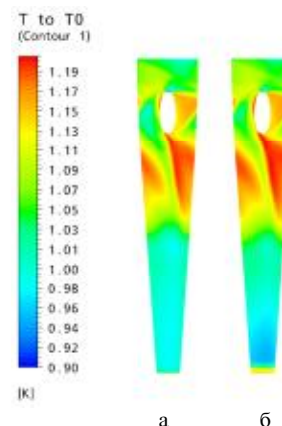


Рис. 6. Распределение температур а) конвективный теплообмен; б) радиационный и конвективный теплообмен

После выбора расчетного метода, задается модель спектра излучения. В данном случае использовалась модель суммы серых газов.

Верификация модели суммы серых газов в ANSYS для отношения парциальных давлений окиси углерода (IV) и воды, равному 2, проведено в [1].

Коэффициенты для проведения расчетов теплообмена излучением были взяты из справочника [5]. В настоящее время имеются разработки модели для случая горения углеводородов. Т.к. горение в данном случае не учитывается, используем модель для эквимольной смеси H_2O и CO_2 , предложенную Хоттелем.

Схема эксперимента

При испытаниях термопары располагались таким образом, чтобы дублировать измерения в соответствующих точках.

Схема насадка представлена на рис. 7, схема расположения термопар изображена на рис. 8.

Несмотря на то, что термопары были установлены одинаково по отношению к стойкам, разница в показаниях достигала 50-100°.

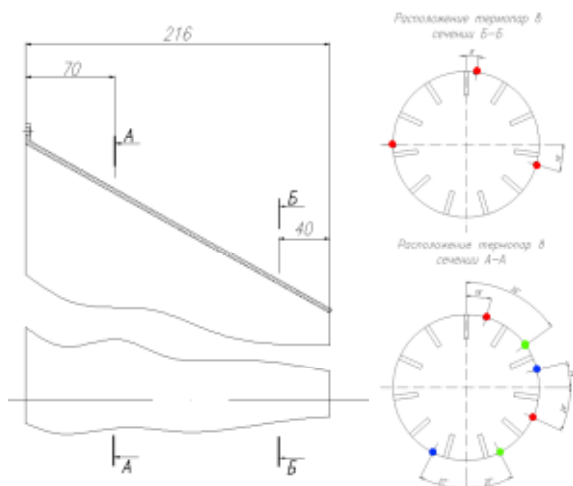


Рис. 7. Схема сечений внутреннего насадка и схема расположения термопар с учетом периодичности

Результаты измерений и расчетов

Результаты расчетов приведены в форме графика, на котором совмещены значения, полученные при расчете чисто конвективного теплообмена [4] и случая сложного теплообмена с учетом излучения.

Расчетные и экспериментальные температуры показаны в отношении к максимальной рабочей температуре материала. Температуры, полученные в результате расчета, изображаются непрерывным графиком в зависимости от относительной длины линии, образованной пересечением секущей плоскости и поверхности насадка (рис. 9).

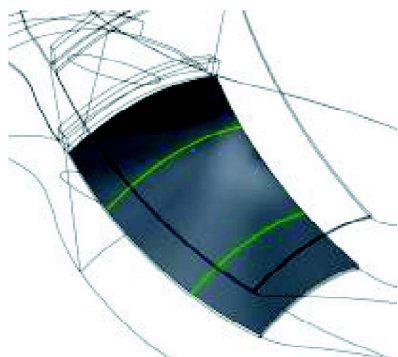


Рис. 8. Линии пересечения плоскости сечения и поверхности насадка

Сравнение экспериментальных и расчетных данных (рис. 10) показывает значительное различие между показаниями датчиков и вычисленными температурами в соответствующих точках. Также мы наблюдаем отклонение показаний температур в подобных точках в пределах 10%. Одной из возможных причин такого различия может являться метод установки датчиков на поверхности насадка: термопара закрепляется на поверхности с помощью накладки, сделанной из фольги (рис. 11). Такой метод закрепления требует контроля величины контактного термического сопротивления и рассмотрения влияния теплового потока от обдува холодного воздуха наружного контура со стороны накладки. Далее, выход на максимальный режим, который рассчитывался в данном случае был кратковременен, поэтому в общем случае следует учитывать нестационарные эффекты, что является технически очень сложной задачей.

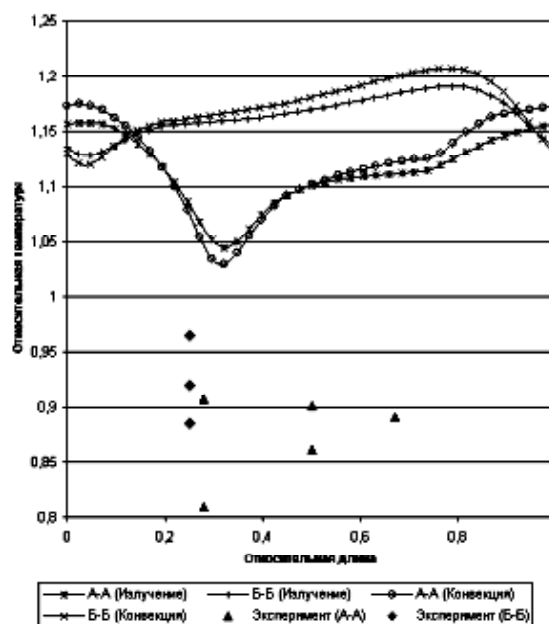


Рис. 9. График экспериментальных и расчетных температур

Согласно полученным данным, влияние радиационного теплообмена незначительно сказывается на температуре насадка. Разница максимальных температур при учете излучения и при рассмотрении чисто конвективной задачи не превышает 20°. На температурное состояние насадка большое влияние оказывает торможение потока, при этом внутренний насадок закрыт внешним, что не позволяет ему активно излучать в окружающее пространство. В данном случае тре-

буется проведение анализа поведения расчетной модели при изменении степени черноты стенок, а также моделирование насадка второго контура, что является достаточно трудоемкой задачей в силу общей величины сетки.



Рис. 10. Вид на термопару сверху

Заключение

Моделирование лучистого теплообмена, в качестве завершающей стадии тепловых расчетов конструктивных элементов, работающих в потоке горячего газа ($T > 1000$ К), или нагретых элементов в окружении холодного поглощающего газа может быть успешно осуществлено в ANSYS CFX универсальными методами дискретного переноса и Монте-Карло. Было показано, что моделирование излучения менее актуально для заторможенных потоков и его учет приводит к незначительному росту температуры, однако, если конструкция беспрепятственно излучает в окру-

жающую среду, такие расчеты необходимо производить после соответствующего гидравлического расчета течения.

Перечень ссылок

1. Dannecker D., Noll B., Hase M., Krebs W., Schildmacher K.-U, Koch R., Aigner M., Impact of Radiation on the Wall Heat Load at a Test Bench Gas Turbine Combustion Chamber: Measurements and CFD Simulation, Proceedings of GT2007 ASME Turbo Expo 2007^ Power for Land, Sea and Air, 2007.

2. Manual CFX5, Solver Modelling – Radiation Modelling.

3. Modest M.F.; Radiative Heat Transfer; Academic Press (Elsevier Science), USA 2003.

4. Щербаков М.А., Марчуков Е.Ю., Сорокин А.А., Численное моделирование отрывных течений и теплообмена в выходном устройстве авиационного двигателя. Материалы VIII Международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ'2010), Алуста -М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2010. – 624 с.

5. Блох А.Г., Теплообмен излучением: Справочник\ А.Г. Блох и др. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.

6. Блох А.Г., Теплообмен в топках паровых котлов\ А.Г. Блох и др. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1984. – 240 с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

I.E. Evdokimov, A.A. Sorokin

HEAT GAS RADIATIVE HEAT TRANSFER MODELLING IN ANSYS CFX

Стаття присвячена порівняльному аналізу моделей переносу випромінювання, реалізованих в ANSYS CFX 11.0, підбору оптимальних параметрів скінченно-елементної радіаційної моделі і пошуку моделі, яка якнайкраще описує процес складного теплообміну із урахуванням випромінювання, на прикладі розрахунку теплового стану соплового насадку. Виконується порівняння розрахункових даних із наявними результатами випробувань газогенератора турбореактивного двигуна і вимірів температури у відповідних точках.

Стаття може бути корисна широкому колу спеціалістів у галузі теплообміну, проектування котлів і газогенераторів.

Випромінювання, променистий теплообмін, складний теплообмін, модель суми сірих газів

In the article carried out comparative analysis of models radiative heat transfer realized in the ANSYS CFX 11.0 and searching for optimal parameters finite element radiative model for best radiation modeling by using heat load calculation of the conical nozzle. There is validation of the finite element model by turbojet gas generator combustion tests and temperature measurements.

The article is useful for many engineers specialized in heat transfer, combustion, combustion chamber's and boiler's design.

Radiative heat transfer, heat transfer, weight sum of gray gases