

УДК 621.438 : 621.45.038.3

А. И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;
ЧАН КОНГ ШАНГ, канд. техн. наук.; НТУ «ХПИ»;
О. А. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук.; доц. НТУ «ХПИ»;
И. А. МИХАЙЛОВА, ст. преподаватель НТУ «ХПИ»

КОМПЛЕКСНЫЙ МЕТОД РАСЧЁТА СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РОТОРОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Предложен комплексный метод расчета систем охлаждения газовых турбин на основе сращивания метода расчета гидравлических сетей и метода расчета течения и теплообмена вязкой сжимаемой жидкости. Показана возможность его использования для решения практических задач охлаждения роторов газовых турбин, имеющих сложные конфигурации внутренних полостей. Результаты расчета свидетельствуют, что оба метода дают близкие значения параметров охлаждающей среды, при этом комплексный метод является более информативным.

Ключевые слова: газовая турбина, ротор турбины, система охлаждения, коэффициент теплоотдачи, расход воздуха.

Введение

Системы воздушного охлаждения современных газовых турбин представляют собой разветвленные гидравлические сети, структурной единицей которых является элементарный канал. Каналы могут быть пассивного и активного типов. Математическая модель пассивного канала обычно содержит гидравлическую модель, которая отражает падение полного давления в функции массового расхода

$$\Delta P^* = P_1^* - P_2^* = \zeta \frac{\rho w^2}{2} = \zeta \frac{G^2}{2\rho F^2} = rG^2, \quad (1)$$

где ρ – плотность теплоносителя; F – площадь проходного сечения канала; w – среднемассовая скорость; G – массовый расход; индексы 1 и 2 относятся соответственно к входному и выходному сечениям канала.

Целью расчета системы охлаждения является определение расходов теплоносителя и его температур во всех ветвях и узлах гидравлической сети при условии задания во внешних узлах значений полного давления и полной температуры.

Коэффициент сопротивления ζ для большинства типов каналов, в которых имеет место однонаправленный характер движения воздуха, определяется по эмпирическим зависимостям с достаточной точностью [1]. Однако в некоторых случаях характер движения воздуха имеет сложный характер. К таким случаям относится движение воздуха в придисковых зазорах роторов газовых турбин. Здесь воздух увлекается ротором во вращательное движение и движется, как правило, от оси вращения вдоль радиуса к ободу диска. Затем одна часть воздуха попадает в проточную часть турбины, а оставшая часть перемещается к поверхности статора и движется к оси вращения. Таким образом, в придисковых зазорах роторов образуется циркуляционное движение, что приводит к значительным трудностям в определении коэффициента гидравлического сопротивления.

Для расчета систем охлаждения газовых турбин в настоящее время успешно используется программный комплекс *ТНА*, который позволяет определять температурное поле охлаждаемых элементов газовых турбин и параметры воздуха в разветвленных сетях охлаждения [2]. Тем не менее, наиболее сложной для анализа

© А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова, 2015

проблемой является расчёт течения воздуха в придисковых зазорах. В связи с этим в *ТНА* был внедрен достаточно совершенный метод расчета центробежного эффекта в придисковых зазорах роторов турбин.

Альтернативой указанному подходу является *CFD*-подход, т.е. численный анализ охлаждения ротора турбины со всеми внутренними полостями, заполненными воздухом или газом. Этот подход снимает практически все проблемы, связанные со сложным характером течения в полостях ротора. Однако он чрезвычайно трудоемкий и может быть использован в лучшем случае для верификации уже разработанной системы охлаждения.

Анализируя эти два подхода, возникла идея создания метода, который сочетал бы *CFD* и сетевой анализ систем охлаждения в едином комплексе.

Комплексный метод анализа охлаждения роторов газовых турбин

Предлагаемый здесь метод позволяет упростить *CFD*-анализ охлаждения роторов турбин за счет замены мелких элементов (отверстий, лабиринтовых уплотнений и т.д.) воображаемыми каналами, которые обеспечивают перетекание воздуха из одной полости в другую. Очевидно, что в этом случае значительно снижаются требования к размерам расчетных сеток, что ставит *CFD* расчет в ряд инженерных. При этом объектом *CFD* анализа является ротор турбины и его полости, заполненные воздухом или газом. Полости между собой соединяются системой каналов, падение давления в которых описывается зависимостью (1). Теплоотдача в каналах определяется известными критериальными уравнениями. На общих границах сеток твердого тела и жидкости реализуются граничные условия четвертого рода.

Совместное интегрирование системы дифференциальных уравнений, описывающих движение, теплообмен вязкой жидкости и теплопроводность твердого тела с одной стороны и расчет расходов среды и теплообмена в системе каналов, соединяющих отдельные области, зависит от используемого *CFD*-кода и заложенных в него возможностей. В качестве платформы для комплексного метода оказалось удобным использовать программный *CFD*-продукт *FLUENT*, который позволяет использовать написанные пользователем на языке программирования «C» отдельные программы (*UDF* – *user defined function*). Таким образом, имеется возможность полностью перевести расчет гидравлических сетей, реализованный в программном комплексе *ТНА*, на платформу *FLUENT*.

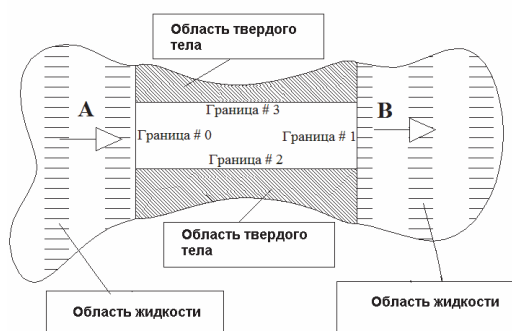


Рис. 1 – Модель канала

Рассмотрим для примера лабиринтовое уплотнение или иной какой-либо кольцевой канал, соединяющий две полости *A* и *B* (рис. 2). Полости *A*, *B*, а также области твердого тела являются предметом *CFD* анализа. Полости *A* и *B* имеют общие границы с проточной частью турбины, что позволяет задать на них в качестве граничных условий давление и температуру газа. Канал в твердом теле обеспечивает перетекание воздуха между областями, а также определяет отвод теплоты от тела.

Канал имеет четыре границы: две из них используются для входа и выхода жидкости, остальные – для теплового контакта жидкости с твердым телом. Вначале в течение ряда итераций выполняется сопряженный *CFD* расчет для несоединенных

между собой областей жидкости и твердого тела (ротора). При этом перетекание жидкости из полости *A* в полость *B* отсутствует. Не дожидаясь полной сходимости процесса, выполняется подключение пользовательских функций, которые выполняют следующие вычисления.

На границах канала #0, #1 определяются средние значения статического давления и температуры P_0, P_1, T_0, T_1 . По этим значениям определяются средние по каналу и на границах #0, #1 значения плотности, теплопроводности, вязкости. Используя (1) находится средняя скорость жидкости в канале и с учетом изменяющейся плотности скорости на входе в канал и выходе из него. Эти значения скоростей являются граничными условиями для границ соответствующих областей, к которым примыкают каналы. Используя значения температуры на твердых границах #2, #3 находятся средние значения температуры T_2, T_3 и средняя температура поверхности канала. Далее зная параметры потока, по одному из критериальных уравнений для конкретного типа канала

$$Nu = f(Re, Pr, \dots) \quad (2)$$

рассчитывается средний коэффициент теплоотдачи в канале и подогрев воздуха, т.е. находится температура воздуха на выходе из канала T_1 .

Далее с помощью *UDF* функций на границах #0, #1, #2, #3 задаются новые значения условий. На границах #0, #1 задаются скорости и полные температуры воздуха, на границах #2, #3 – граничные условия третьего рода. Опыт показывает, что пересчет условий в канале не может выполняться на каждой итерации, так как это приводит к раскачке процесса решения. Пример сходимости процесса показан для примера на рис. 2. Здесь всплески на кривых соответствуют подключению скорректированных граничных условий. На рис. 3 показан блок-схема расчёта комплексным методом.

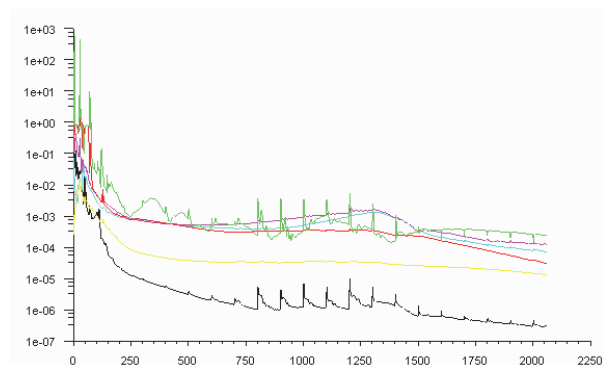


Рис. 2 – Процесс сходимости к решению при проведении коррекции граничных условий через 100 итераций

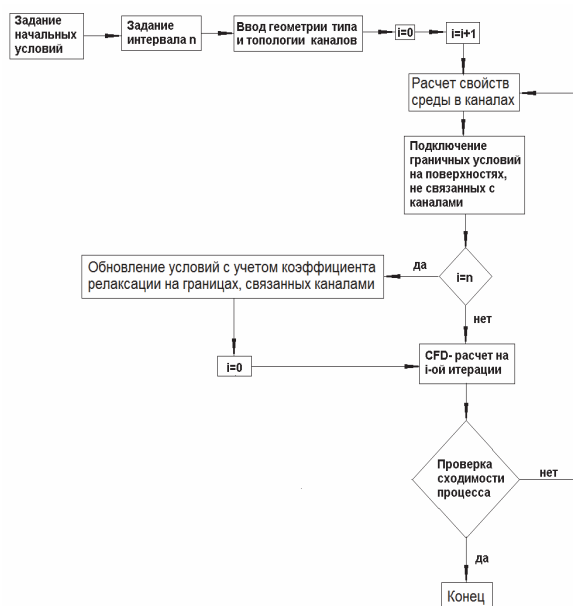


Рис. 3 – Блок-схема комплексного метода расчета

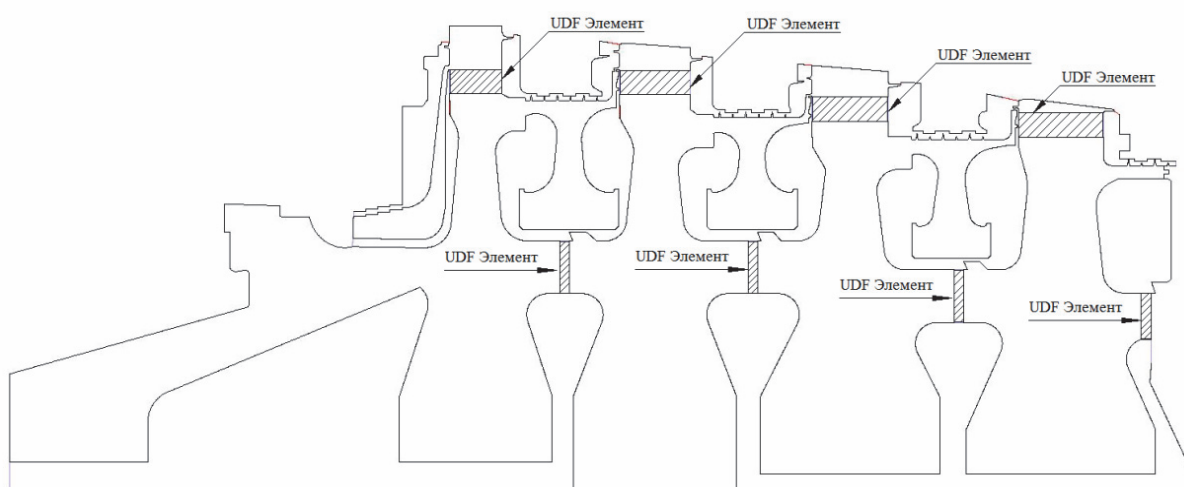


Рис. 4 – Модель системы охлаждения ротора с использованием UDF

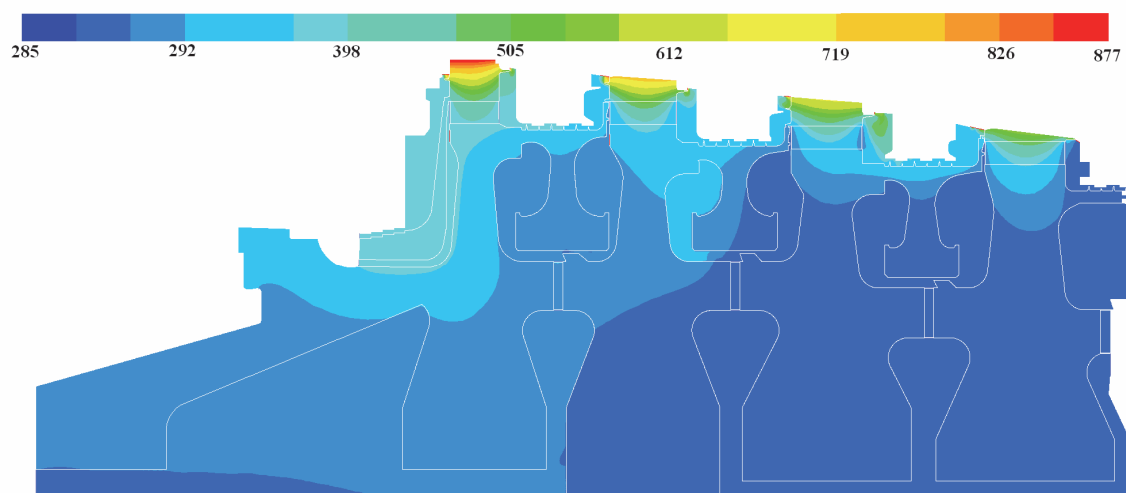


Рис. 5 – Температурное поле ротора и воздуха в полостях ротора

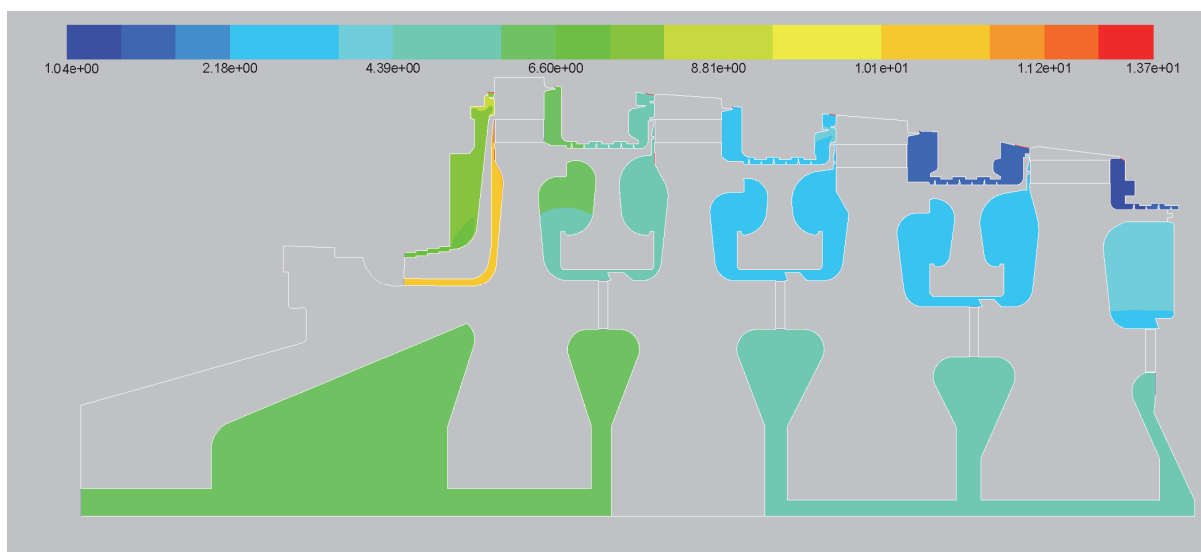


Рис. 6 – Давление воздуха в полостях ротора

Пример расчёта системы охлаждения ротора

Для того чтобы оценить возможности комплексного метода был выполнен расчет системы охлаждения ротора энергетической газовой турбины комплексным и сетевым методами.

Расчет системы охлаждения ротора в *CFD*-программе комплексным методом, т.е. с использованием специальных каналов охлаждения (*UDF* – *user defined function*) был проведен в осесимметричной постановке (рис. 4), что делало невозможным включение рабочих лопаток как таковых. Поэтому рабочие лопатки не рассматривались, а их тепловое влияние на ротор учитывалось соответствующими граничными условиями третьего рода на ободе дисков.

Геометрия ротора была построена в соответствии реальным размерам. В монтажных зазорах дисков от первой до четвертой ступеней каналы охлаждения (*UDF*-элементы) представляли собой прямоугольные каналы. В диске первой ступени *UDF*-элемент содержал 428 каналов длиной 103 мм, во второй ступени – 344 каналов длиной 139 мм, в третьей ступени – 356 каналов длиной 149 мм, в четвертой ступени – 388 каналов длиной 167 мм. Все прямоугольные каналы имели одинаковые поперечные размеры: ширину 9,5 мм и высоту 0,45 мм. В местах соединения дисков имелись шпоночные отверстия, которые заменялись *UDF*-элементами. *UDF*-элемент между дисками первой и второй ступеней представлял собой 16 прямоугольных каналов длиной 101 мм, шириной 76 мм, высотой 18 мм, между дисками второй и третьей ступеней располагалось 8 прямоугольных каналов длиной 101 мм, шириной 50 мм, высотой 8 мм, между дисками третьей и четвертой 8 прямоугольных каналов длиной 100 мм, шириной 50 мм, высотой 9 мм. При расчете использовался файл, содержащий описание топологии, размеров каналов и другую необходимую информацию. Для сглаживания процесса сходимости использовался релаксационный коэффициент. Сетка модели ротора и сетка, относящаяся к жидкости, суммарно насчитывала 445323 элементов. Безразмерное расстояние Y^+ от твердой границы до центроида первого элемента жидкости было менее единицы, что обеспечивало корректный расчет трения и потоков теплоты на границах смежных областей жидкости и твердого тела.

Выполнение всех необходимых расчетов в каналах охлаждения и обновление граничных условий, выполнялось через каждые 60 итераций, что позволяло при использовании релаксационного коэффициента равного 0,1 получить хорошую сходимость процесса.

Как уже отмечалось, комплексный метод позволяет получить подробную информацию о работе системы охлаждения. В частности был выполнен анализ температуры ротора и воздуха (рис. 5), давление воздуха в системе охлаждения (рис. 6), расходы воздуха.

Параллельно был проведен расчет системы охлаждения ротора с помощью комплекса *ТНА*. В результате оказалось, что общий расход воздуха, полученный двумя методами, практически совпадает и равен 33 кг/с.

Максимальные температуры полок лопаток при использовании комплекса *ТНА* оказались равными для первой, второй, третьей и четвертой ступени соответственно 858, 732, 624, 508 °С. Температуры обода диска соответственно равнялись 420, 400, 390, 308 °С. При использовании комплексного метода температуры полок лопаток равнялись соответственно 877, 751, 644, 532 °С. Обода дисков были нагреты до температур соответственно 436, 402, 398, 318 °С. Это означало, что при использовании методов *ТНА* и *CFD* разница температур примерно (20–30) °С. Максимальная отличие давлений составило 0,3 бар.

Выводы

1) Разработан комплексный метод расчёта охлаждения роторов турбин, основанный на сопряженном *CFD* анализе течения и теплообмена воздуха в полостях роторов и теплового состояния тела ротора.

2) Выполнен анализ охлаждения ротора энергетической газовой турбины путем решения сопряженной задачи теплообмена и гидравлики (*THA*) с одной стороны и путем решения комплексным методом с другой стороны.

3) Показано, что оба метода дают близкие значения температуры ротора турбины, что свидетельствует о возможности их применения для решения практических задач охлаждения газовых турбин.

4) Комплексный метод расчёта является более информативным по сравнению с методом сопряженной задачи теплообмена и гидравлики (*THA*) и поэтому может быть рекомендован для расчета системы охлаждения роторов с произвольной формой придисковых зазоров.

Список литературы: 1. Шве́ц, И. Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И. Т. Шве́ц, Е. П. Дыбан. – Киев : Наукова думка, 1974. – 488 с. 2. THA (Thermal & Hydraulic Analysis) / А. И. Тарасов, А. И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.

Bibliography (transliterated): 1. Shvec, Y. T., and E. P. Dyban. *Vozdushnoe ohlazhdenye detalej gazovykh turbyn*. Kiev : Naukova dumka, 1974. Print. 2. Tarasov A. I., and A. I. Dolgov. "THA (Thermal & Hydraulic Analysis)." *Svidetel'stvo ob oficial'noj registracii programm dlja JeVM. Federal'naja sluzhba po intellektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam*. RU Patent 2007610141. 10 November 2006.

Поступила (received) 08.01.2015