

ПООЩРИТЕЛЬНАЯ ПРЕМИЯ

РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ЧИСЛЕННОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Пузанова А. В., Богданец С. В.

Уральский федеральный университет, Екатеринбург, Россия
nastyu.puzanova.97@mail.ru bogdanec1996@rambler.ru

Аннотация. В данной работе представлены результаты вариативного исследования по уточненной настройке численной модели газодинамики центробежного компрессора, итогами которой является ряд рекомендаций для проведения соответствующих расчетов.

Ключевые слова: центробежный компрессор; осерадиальное рабочее колесо; вычислительная газодинамика, модель турбулентности.

DESIGNING OF RECOMMENDATIONS FOR NUMERICAL FLUID DYNAMIC COMPUTATION OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Puzanova A., Bogdanec S.

Ural federal university Ekaterinburg, Russia
nastyu.puzanova.97@mail.ru bogdanec1996@rambler.ru

Abstract. In this paper, the results of a study on the refined adjustment of the numerical fluid dynamic model of centrifugal compressor. The outcome of which is a series of recommendations for carrying out similar computations.

Key words: centrifugal compressor; axial-radial impeller, computational fluid dynamic, turbulence model.

ВВЕДЕНИЕ

Современные методы вычислительной газодинамики позволяют проводить анализ течения в межлопаточных каналах турбомашин. На производстве требуется с высокой точностью рассчитывать интегральные характеристики агрегата. Но накопление различных ошибок расчетов вычислительной газодинамики приводит к понижению точности расчета.

Необходимо знать и исследовать то как те или иные аспекты расчетной модели влияют на качество и скорость решения.

С этой целью было проведено исследование поведения течения воздуха в ступени воздушного центробежного компрессора при различных постановках численной модели. Была воссоздана геометрия проточной части центробежного компрессора Экардта, глубина описания результатов эксперимента [1] которого позволила провести более тщательный анализ проведенных расчетов.

Центробежный компрессор имеет диаметр рабочего колеса $D_2=400$ мм, при этом следующие параметры на номинальном режиме: частота вращения $n=18000$ об/мин, массовый расход $7,4$ кг/сек, степень сжатия $3,05$. Ступень компрессора состоит из рабочего колеса ($\beta_2=90^\circ$, $z=20$ лопаток) и безлопаточного диффузора.

Первичные расчеты [2] выявили, ряд несовпадений с экспериментом, основными из которых являются: несовпадение формы и размеров вихря, образующегося от перетечки через зазор над лопаткой; утонение пограничного слоя, приводящее к увеличению диффузорности каналов; в расчете наблюдается более интенсивное перемешивание зон следа и струи в диффузоре.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО НАСТРОЙКЕ И ПРОВЕДЕНИЮ ЧИСЛЕННОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

После проведения многочисленных расчетов в различных постановках намечается ряд рекомендаций, которые могут быть полезны при настройке численной модели газодинамического расчета как осерадиального компрессора без покрывающего диска, так и радиального центробежного компрессора с покрывающим диском.

ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

Наибольшее влияние на точность расчета оказывает задание граничных условий. А также то, где вы задаете входную и выходную границу расчетной области. В данном исследовании смещение входной границы вверх по потоку, с целью учета входного кока (Рисунок 1), повлияло на точность распределения скоростей на входе в рабочее колесо. Это обстоятельство положительно повлияло на весь расчет и приблизило решение к эксперименту.

Необходимо помнить то, что вы подразумеваете под заданием того или иного граничного условия. К примеру, задав на входе граничное условие Скорость, без указания профиля распределения вы принимаете в каждой ячейке сетки на входе одинаковое значение скорости. Таким образом вы не учитываете развитие пограничного слоя в эксперименте. Для точного расчета вы должны либо расположить границу достаточно далеко от входных кромок, либо задать

профиль распределения скоростей (который удобно получить с помощью расчета отдельной задачи «зацикленной» трубы).

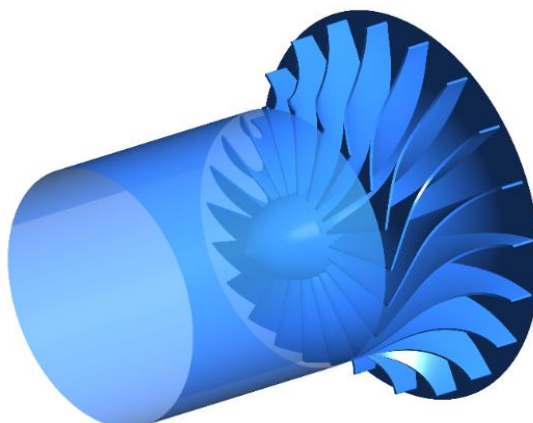


Рисунок 1 – Расчетная модель центробежного компрессора с увеличенным входным участком

Также в пункте о задании граничных условий необходимо упомянуть о настройке параметров турбулентности на входе. Данные величины оказывают заметное влияние на результаты расчета, особенно в центробежных компрессорах, которые в отличие от осевых турбомашин чаще всего имеют 1-2 ступени. Стоит указывать более точные характеристики турбулентности на входе чем значения по умолчанию, если возможен их расчет. Удобным вариантом для внутренних течений является задание масштаба длины турбулентности, который определяется по эмпирическим зависимостям от гидравлического диаметра, и задание интенсивности турбулентности, рассчитываемой через число Рейнольдса.

МОДЕЛЬ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

Наиболее практично применять модели турбулентности вихревой вязкости с двумя уравнениями. Для получения быстрых результатов удобно использовать модель турбулентности $k-\epsilon$. При необходимости более глубокой настройки расчета необходимо применять SST модель турбулентности, а в случае проблем со сходимостью может помочь модель турбулентности BSL. Модели турбулентности Рейнольдсовых напряжений имеют неудовлетворительную сходимость, не позволяющую получить сопоставимые с другими моделями турбулентности результаты. Для быстрого расчета файла инициализации подойдет модель турбулентности EVTE. Результаты на ней получаются неудовлетворительные, но хорошая сходимость позволяет использовать файлы решения как файлы инициализации.

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МОДЕЛИ

Наиболее влиятельной функцией является коэффициент $A1$, который влияет на расчет турбулентной вязкости, на которой завязан расчет параметров турбулентности потока. Так по умолчанию $A1$ равен 0,31. Увеличивая данный параметр мы «зажимаем» параметры турбулентности: отрывы потока происходят более поздно, а линии тока являются более прямолинейными. Уменьшение $A1$ приводит к обратным последствиям.

Применение моделей Production Correction при расчете центробежных компрессоров не является необходимым требованием, так как области торможения потока минимальны и ее влияние минимально.

Модель Curvature Correction вносит поправку в математику, позволяя более точно рассчитывать течения с линиями тока высокой кривизны и учитывать вращение. У данной модели есть возможность настройки с помощью масштабирующего коэффициента, которая может быть удобна при более глубокой верификации. Данная модель влияет на интенсивность турбулентности только в рабочем колесе и в радиальном зазоре, в диффузоре же турбулентность находится на одном уровне. Чем выше параметр Production Correction, тем турбулентность интенсивности и степень сжатия меньше.

Модель Reattachment Modification позволяет более качественно рассчитывать отрывные явления и их присоединение к стенке. Чем мельче сетка, тем эффект от данной модели малозаметнее. На практике данная модель позволяет стабилизировать расчет с сохранением интегральных параметров.

СЕТКА

Как известно для проведения качественных CFD расчетов необходимо проводить исследование на сеточную независимость. Расчет центробежного компрессора не является исключением. Считать необходимо на сетке оптимальной размерности. Слишком грубая сетка не позволит разрешить критически влияющие явления, протекающие в проточной части и как следствие приведет к ошибочным результатам. Слишком мелкая сетка наоборот разрешит большое количество мелких явлений, результатом чего станет низкая сходимость, выраженная в осцилляции текущих параметров во время расчета.

Из-за этого общая точность расчета также снижается. В таких случаях возникает дилемма, либо выбрать сетку с высоким y^+ , либо соответствовать требованиям модели турбулентности SST и построить сетку с $y^+=1$. В первом случае мы нарушаем требования низкорейнольдсовых моделей турбулентности и пограничный слой разрешается с помощью пристеночных функций. Во

втором случае мы имеем высокоамплитудные колебания графиков КПД во время решения, которые не позволяют получить удовлетворительные результаты (в таких случаях изменение временного шага не позволяют улучшить ситуацию). Для того чтобы решить данную проблему в каждой конкретной задаче необходимо сделать выбор: либо проводить расчет на сетке с заведомо завышенными u^+ , либо строить хорошую сетку и ставить задачу в нестационарной постановке.

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ПОСТАНОВКА

Постановка нестационарной задачи позволяет получить качественное решение задачи, которая не сходится в стационарной постановке из-за улавливания эффектов, изменяющихся во времени. В нестационарной постановке граница газодинамической устойчивости определяется с наибольшей точностью, но требуются большие вычислительные затраты.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современные методы численного моделирования газодинамики потока предоставляют широкие возможности для исследования течения в турбомашинах. Но вместе с тем данные подходы имеют слабые стороны, которые необходимо исследовать для повышения точности будущих расчетов. С данной целью была проведена настоящая работа, результатом которой стал ряд советов и рекомендаций по настройке численной модели газодинамического расчета центробежного компрессора. Для успешного выполнения данного исследования создана программа - профилировщик проточной части центробежных компрессоров, радиальных и осерадиальных [3].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Eckardt D. Investigation of the jet-wake flow of a highly-loaded centrifugal compressor impeller Doctoral Dissertation, Rheln Westfael Technical School, Aachen, West Germany, (1977), PP. 1-227
2. Validation of a CFD model of a single stage centrifugal compressor by local flow parameters / Bogdanets, S., Blinov, V., Sedunin, V., Komarov, O., Skorohodov, A. // 5th International Young Scientists Conference on Information Technologies, Telecommunications and Control Systems, ITTCS 2018; Yekaterinburg; Russian Federation; 6-8 December 2018, CEUR Workshop Proceedings, Volume 2298, 2018
3. Богданец С. В. Разработка программы для построения геометрии рабочего колеса осерадиального компрессора / С. В. Богданец, В. Л. Блинов, А.

В. Скороходов // Труды третьей научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института. — Екатеринбург: УрФУ, 2018. — С. 115-117.