

УДК 621.43

Численный расчет течения в центробежном компрессоре

Родин А.О., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*Научный руководитель: Гришин Ю.А., д.т.н., профессор
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
ivashenko.power@bmstu.ru*

В настоящее время центробежные компрессоры (ЦБК) широко применяются как в виде приводного агрегата, так и в составе турбокомпрессора для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания. Это позволяет существенно повысить мощность двигателей при снижении удельного расхода топлива и улучшении экологических характеристик – уменьшении токсичности выхлопных газов и снижении шума выхлопа.

Эффективные параметры силовой установки с таким агрегатом наддува в значительной мере зависят от эффективности компрессора, т.е. его КПД. Для повышения эффективности ЦБК необходимо с помощью рационального профилирования проточных частей, т.е. правильного выбора внутренней геометрии всех составляющих – входного патрубка, рабочего колеса, диффузора, сборника (улитки) и выпускного патрубка – обеспечить максимальную равномерность полей газодинамических параметров (в первую очередь скоростей и давлений) и максимально снизить газодинамические потери. Соответствующую доводку геометрии проточных частей, как правило, выполняют экспериментально, путем многократных испытаний различного конструктивного исполнения элементов компрессора. Это весьма сложная и дорогостоящая процедура. Особенно сложно выполнять доводку элементов ЦБК, работающих в качестве агрегата наддува поршневых двигателей, т.к., во-первых, рабочий процесс, в том числе и газообмен этих двигателей, носит нестационарный, пульсирующий характер. Во-вторых, эти двигатели, устанавливаемые на автомобилях, легкомоторных самолетах, судах, тепловозах и строительной технике, работают в условиях переменных режимов. Поэтому конструктивные рекомендации необходимо получать, опираясь на интегральные характеристики, полученные в широком диапазоне изменения параметров течения, а не для одной рабочей точки. Это создает дополнительные трудности для проведения экспериментальных доводочных исследований.

<http://sntbul.bmstu.ru/doc/554815.html>

Настоящее время характеризуется бурным развитием вычислительной техники и методов численного моделирования газодинамических процессов в различных объектах. Появилась возможность проведения вычислительных экспериментов, позволяющих получать рациональные конструктивные рекомендации, направленные на повышение эффективности элементов различных энергоустановок в плане газовой динамики без проведения дорогостоящих натурных экспериментов [1,2,3].

В данной работе для расчетов применялся передовой отечественный программный комплекс трехмерной вычислительной гидродинамики FlowVision НРС. В нем используются высокопроизводительный численный метод контрольных объемов (МКО), автоматический генератор прямоугольной расчетной сетки и уникальная технология подсеточного разрешения сложной геометрии расчетной области. Эта технология позволяет импортировать геометрию из систем конструкторской документации САПР и обмениваться информацией с системами конечно-элементного анализа. Постановка данной задачи предусматривает стыковку вращающейся части расчетной области (рабочего колеса) с неподвижными частями (на входе с патрубком, на выходе из колеса с диффузором). Расчеты проводились на ПЭВМ с 4-ядерным процессором Intel Core-i7 2.0GHz, ОЗУ 4Гб. В расчетной области – проточной части ЦБК размещалось порядка 250 тысяч ячеек.

В пакете FlowVision используется CFD – код, основанный на дифференциальных уравнениях в частных производных (уравнения неразрывности, количества движения Навье-Стокса, энергии и диффузии). Эти уравнения в декартовой системе координат можно представить в обобщенном виде:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\Phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho W_j \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_j}) + S_\Phi, j = 1, 2, 3. \quad (1)$$

Здесь Φ – произвольная зависимая переменная; Γ_Φ – коэффициент обмена диффузии; S_Φ – источниковый член, который равен разности генерации $S_{\Phi g}$ и аннигиляции (уничтожения) $S_{\Phi a}$ потоков, то есть $S_\Phi = S_{\Phi g} - S_{\Phi a}$. Конкретный вид Γ_Φ и S_Φ , а также $S_{\Phi g}$ и $S_{\Phi a}$, зависит от физического смысла переменной Φ . Согласно (1) сумма нестационарного и конвективного потоков (левая часть уравнения) равна сумме диффузионного и источникового потоков (правая часть уравнения). Присваивая переменной Φ определенные значения, получаем фундаментальные уравнения сохранения массы, энергии, диффузии и количества движения. Мгновенное значение любого параметра Φ в соответствии с подходом

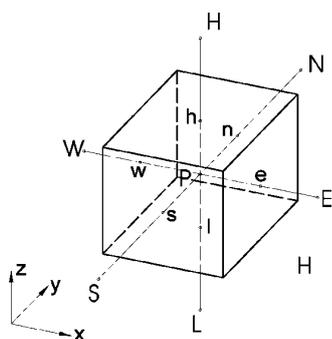


Рис.1. Расчетная ячейка МКО

Для учета явления мелкомасштабной «подсеточной» турбулентности в расчетах использовалась стандартная $k - \varepsilon$ модель турбулентности.

Цель первого этапа работы - изучение и численное моделирование трехмерного нестационарного течения воздуха в ЦБК, применяемом в высокофорсированном комбинированном двигателе. На рис.2 представлена первоначальная разбивка расчетной области (до адаптации расчетной сетки). Для тонкого отражения фрагментов сложной конфигурации (в частности, межлопаточных каналов колеса) была проведена адаптация с дополнительным дроблением ячеек вдоль сложных границ.

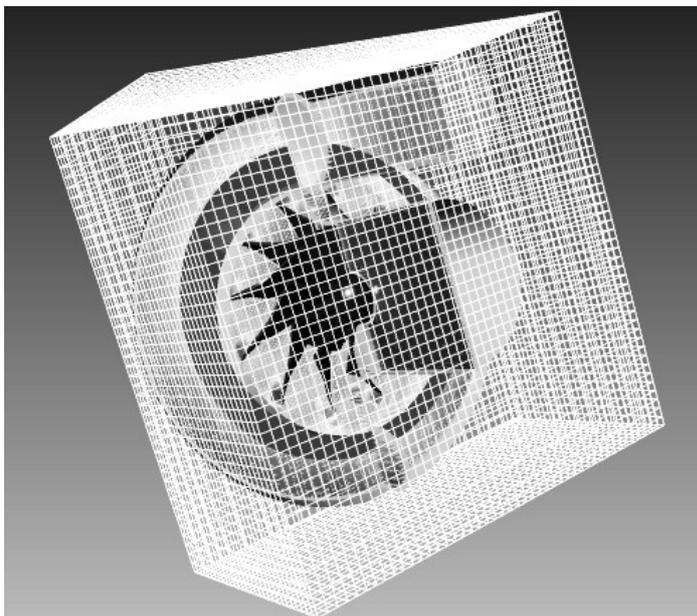


Рис. 2. Первоначальная разбивка расчетной области

На граничном условии «стенка» применялся известный подход с логарифмическими пристеночными функциями. На граничном условии «вход» задавалось полное давление, на «выходе» – нормальная массовая скорость, соответствующая производительности ступени компрессора на данном режиме. Шаг по

времени назначался исходя из того, что поверхность ротора не должна перемещаться за одну итерацию на расстояние больше половины размера расчетной ячейки.

На рис.3, 4 и 5 представлены результаты численного расчета в виде полей скоростей и давлений в поперечном и меридианальном сечениях проточной части, где видна окружная неравномерность распределения. Очевидно, здесь сказывается влияние геометрии сборной улитки и выходного патрубка. Эти результаты показывают необходимость проведения конструктивных доработок для усовершенствования элементов проточной части данного ЦБК.

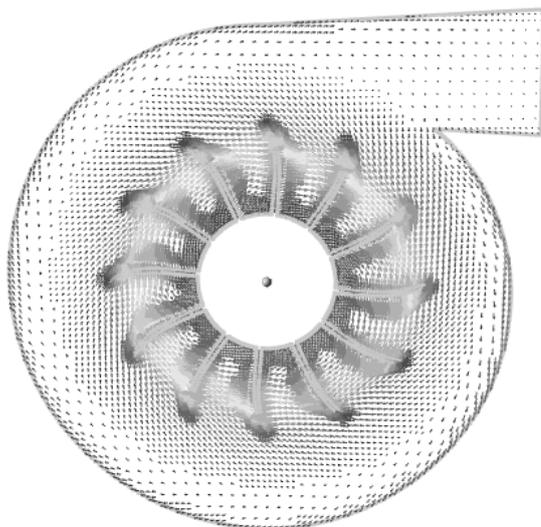
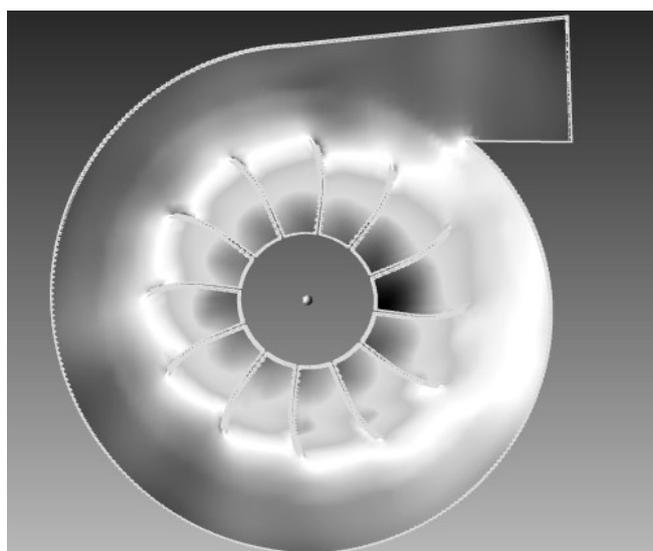
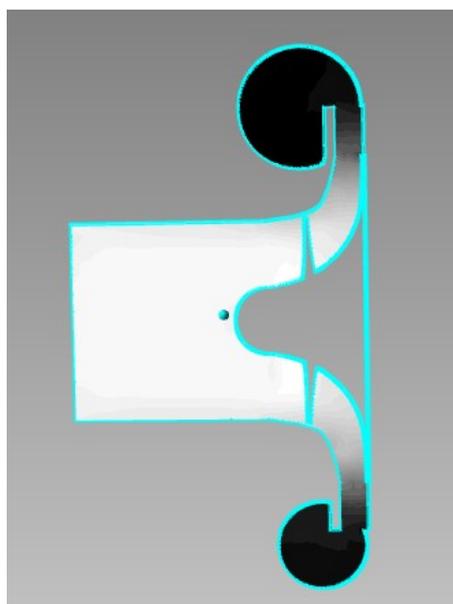


Рис.3. Расчетные поля скоростей в поперечном сечении проточной части ЦБК



| Палитра | Изб. Давление, Па |
|---------|-------------------|
| | 63000 - 70000 |
| | 56000 - 63000 |
| | 49000 - 56000 |
| | 42000 - 49000 |
| | 35000 - 42000 |
| | 28000 - 35000 |
| | 21000 - 28000 |
| | 14000 - 21000 |
| | 7000 - 14000 |
| | 0 - 7000 |
| | -7000 - 0 |

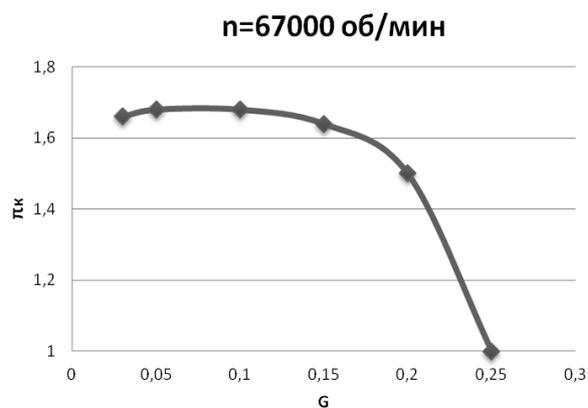
Рис. 4. Расчетные поля давлений в поперечном сечении проточной части ЦБК



| | |
|--|---------------|
| | 46000 - 63000 |
| | 29000 - 46000 |
| | 12000 - 29000 |
| | -5000 - 12000 |

Рис. 5. Расчетные поля давлений в меридиональном сечении проточной части ЦБК

Расчетным путем была получена также напорная ветка характеристики компрессора, выражающая зависимость степени повышения давления от расхода сжимаемого воздуха при частоте вращения рабочего колеса $n = 67000$ об/мин.



| G | π_k |
|------|---------|
| 0,25 | 1 |
| 0,2 | 1,5 |
| 0,15 | 1,64 |
| 0,1 | 1,68 |
| 0,05 | 1,68 |
| 0,03 | 1,66 |

Рис. 6. Напорная ветка характеристики ЦБК при частоте вращения ротора $n = 67000$ об/мин

При расходе воздуха $G = 0,05$ кг/с и его дальнейшем снижении возникает и усиливается сильная неравномерность и неустойчивость течения. В диффузоре, межлопаточных каналах и во входном патрубке периодически возникают зоны обратного течения, особенно заметные вдоль передней части корпуса. Отмечаются колебания интегральных значений давления и расхода через компрессор. Это свидетельствует о возникновении явлений *помпажа*. На рис. 7 и 8 показаны соответствующие поля скоростей, полученные при расходе воздуха $G = 0,03$ кг/с. Из рисунков видно, что зоны

обратного сброса занимают значительную часть площади поперечного сечения проточной части.

Соответствующие расчеты по упрощенной методике с помощью газодинамических функций [4] также показывают наступление помпажного режима.

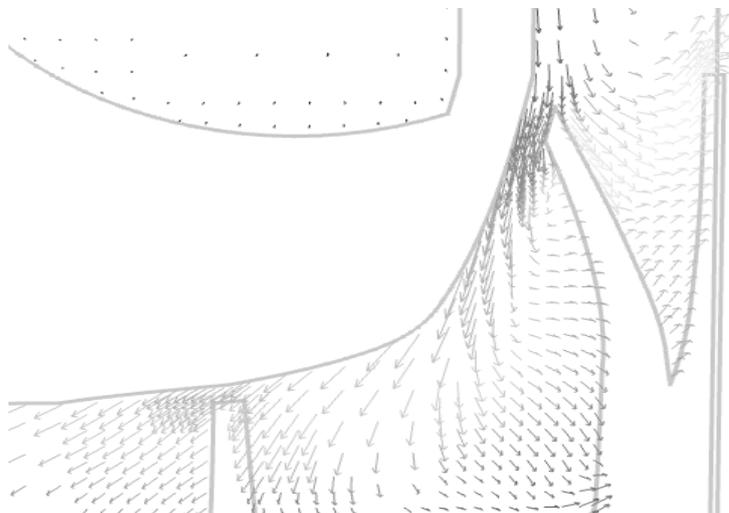


Рис. 7. Поле скоростей в элементах компрессора при возникновении помпажа (верхний фрагмент меридионального сечения)

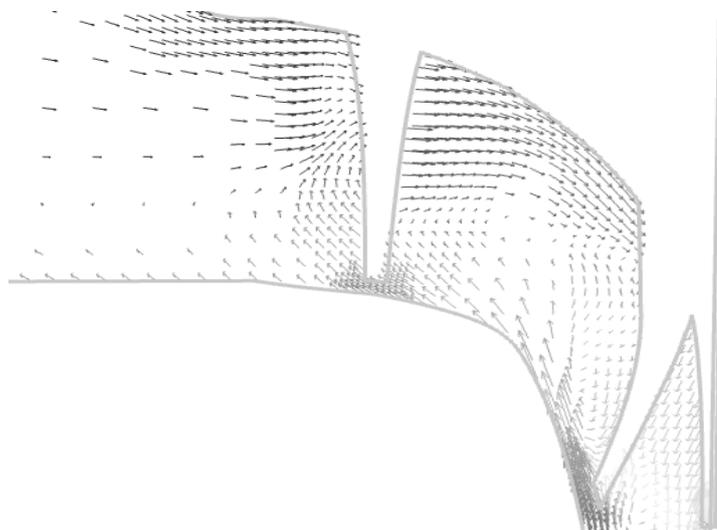


Рис. 8. Поле скоростей в элементах компрессора при возникновении помпажа (нижний фрагмент меридионального сечения)

Дальнейшие этапы работы предполагают расчетный анализ влияния на характеристики компрессора геометрии его отдельных элементов, в том числе геометрии напорной магистрали, на различных режимах работы, а также получение интегральных характеристик ЦБК, работающего в условиях применения в составе комбинированного поршневого двигателя.

<http://sntbul.bmstu.ru/doc/554815.html>

Список литературы

1. Гришин Ю.А. Численное решение практических задач газовой динамики в поршневых двигателях. Известия ТулГУ, Серия Автомобильный транспорт. Вып.9.-Тула: ТулГУ, 2005.-С.173-179.
2. Гришин Ю.А., Лепеха А.И., Москалев И.В. Численное моделирование течения в газодинамических диодах. Известия Вузов. Машиностроение. – № 2.- 2012.-С.13-18.
3. Гришин Ю.А., Дорожинский Р.К., Зенкин В.А. Расчетное улучшение характеристик впускной клапанной системы поршневого двигателя. Известия Вузов. Машиностроение. – № 6.- 2012.-С.52-58.
4. Гришин Ю.А. К расчету характеристик колеса центробежного компрессора с определением границы помпажа. Сб.науч.тр. по материалам МК «Двигатель-2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под ред. Н.А.Иващенко, В.Н.Костюкова, А.П.Науменко, Л.В.Грехова - М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007.- С.450-455.