



ГРИШИН
Юрий Аркадьевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

GRISHIN
Yuriy Arkad'evich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



РОДИН
Алексей Олегович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

RODIN
Aleksey Olegovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

Численное исследование течения в центробежном компрессоре

Ю.А. Гришин, А.О. Родин

С использованием отечественного программного комплекса вычислительной гидродинамики FlowVision, основанном на применении метода контрольных объемов, проведено численное моделирование сжатия и подачи воздуха центробежным компрессором, применяемым для наддува поршневого двигателя. Для различных режимов работы получены напорные характеристики компрессора, а также 3D поля распределения скорости и давления потока в элементах проточной части компрессора, в том числе и в межлопаточных каналах вращающегося рабочего колеса. На режимах уменьшенного расхода воздуха показаны помпажные явления, характеризующиеся обратным течением. Применение методики численного эксперимента позволит в дальнейшем выполнять конструктивную оптимизацию профиля проточных частей компрессора и улучшить тем самым его основные характеристики — степень повышения давления, расход сжимаемого воздуха и КПД, а также снизить затраты на разработку и производство компрессоров.

Ключевые слова: вычислительная гидродинамика, метод контрольных объемов, комплекс FlowVision, центробежный компрессор, напорные характеристики, поля скоростей и давлений.

Numerical simulation of flows in a centrifugal compressor

Yu.A. Grishin, A.O. Rodin

The CFD FlowVision domestic software based on the control volume method is used to simulate the air compression and consumption by a centrifugal compressor pressurizing piston engines. For various modes of operation of the compressor, pressure characteristics are obtained and 3D distributions of the flow velocity and pressure in the flow elements of the compressor including blade passages of the rotating propeller are found. Reduced air flow regimes exhibit surge phenomena distinguished by reverse flows. The application of the numerical experiments will make it possible to optimize blade passage profiles and, therefore, to improve the main compressor characteristics, that is, pressure ratio, compressed air flow, and efficiency as well as to reduce the cost of development and production of compressors.

Keywords: computational fluid dynamics, control volume method, FlowVision software, centrifugal compressor, pressure characteristics, velocity and pressure fields.

В настоящее время центробежные компрессоры (ЦБК) широко применяются как в качестве 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. возможности получения высокого напора при потребном расходе сжимаемого воздуха и высоком КПД. Для повышения эффективности ЦБК необходимо путем рационального профилирования проточных частей, т. е. правильного выбора внутренней геометрии всех составляющих (входного патрубка, рабочего колеса, диффузора, сборника (улитки) и выпускного патрубка), обеспечить наибольшую равномерность полей газодинамических параметров (прежде всего 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, так как, 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 следует составлять, опираясь на интегральные характеристики, полученные в широком диапазоне изменения параметров течения, а не для одной рабочей точки. Это создает дополнительные трудности для проведения экспериментальных исследований.

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 с точки

зрения газовой динамики без проведения дорогостоящих натуральных экспериментов [1–5].

В данной работе для численного моделирования применялся передовой отечественный программный комплекс трехмерной вычислительной гидродинамики FlowVision. В нем используются высокопроизводительный численный метод контрольных объемов, автоматический генератор прямоугольной расчетной сетки и уникальная технология подсеточного разрешения сложной геометрии расчетной области, позволяющая импортировать геометрию из систем конструкторской документации САПР и обмениваться информацией с системами конечно-элементного анализа. Постановка задачи моделирования течения в ЦБК 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 4 Гб. В расчетной области — проточной части ЦБК размещалось порядка 250 тыс. 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 виде обобщенной зависимости можно представить в следующем виде:

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

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, т. е. $S_{\Phi} = S_{\Phi g} - S_{\Phi a}$. 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 Рейнольдса представляется в виде суммы его усредненного по времени $\bar{\Phi}$ и пульсационного Φ' значений, т. е.

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi', \text{ где } \bar{\Phi} = \frac{1}{t} \int_{\tau_0}^{\tau_0+t} \Phi(\tau) d\tau. \text{ При этом период}$$

усреднения значения t больше периода турбулентных пульсаций в потоке, но мал по сравнению с постоянной времени для любого медленного изменения поля течения, обусловленного режимной нестационарностью течения.

Как и в других методах сквозного счета с фиксированной сеткой в применяемом методе контрольных объемов расчетная область с определенным шагом по пространству $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ разбивается на некоторое вполне определенное число непересекающихся объемов — ячеек с центральными узлами. Система исходных уравнений газовой динамики может быть представлена в обобщенной дифференциальной форме:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla(\mathbf{v}f) = \nabla(D\nabla f) + Q, \quad (2)$$

где f — рассчитываемая переменная; \mathbf{v} — вектор скорости; D — коэффициент диффузии; Q — источникный член.

Уравнения интегрируются по каждому контрольному объему (i -ячейке, рис. 1) расчетной сетки на отрезке времени $t^n \dots t^{n+1}$ ($t^{n+1} - t^n = \Delta t$ — шаг расчета по времени). В случае отсутствия дополнительного источника Q переменной f можно записать в следующем виде:

$$\int_{V_i} f dV|_{t^{n+1}} - \int_{V_i} f dV|_{t^n} + \int_{\Delta t A_i} f v dA dt = \int_{\Delta t A_i} D \nabla f dA dt. \quad (3)$$

Здесь V_i — объем ячейки (см. рис. 1), $A_i = A_{ei} + A_{wi} + A_{ni} + A_{si} + A_{hi} + A_{li}$ — ее поверхность (сумма площадей всех «свободных» граней — граней, которыми она граничит с другими ячейками). Далее применяется конечно-разностная форма записи.

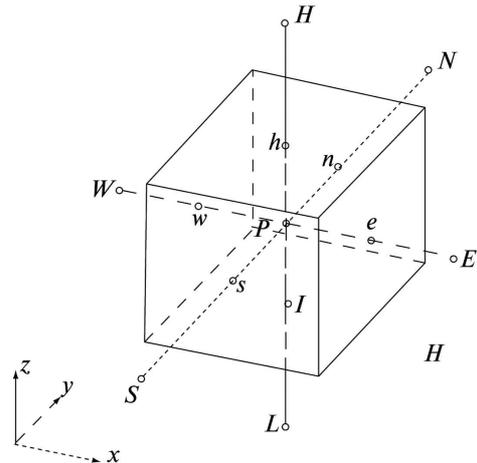


Рис. 1. Расчетная ячейка МКО

Для учета явления мелкомасштабной «подсеточной» турбулентности в расчетах использовалась стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности [5, 6].

Цель работы — освоение возможностей комплекса FlowVision и численное моделирование трехмерного нестационарного течения воздуха в ЦБК, применяемом в высокофорсированном комбинированном двигателе. Первоначальная разбивка расчетной области (до адаптации расчетной сетки) представлена на рис. 2. Для тонкого отражения фрагментов сложной конфигурации (в частности, межлопаточных каналов колеса) проведена адаптация с дополнительным дроблением ячеек вдоль сложных границ.

На граничных условиях «твердая стенка» применялся известный подход с логарифмическими пристеночными функциями. На граничном условии «вход» задавалось полное давле-

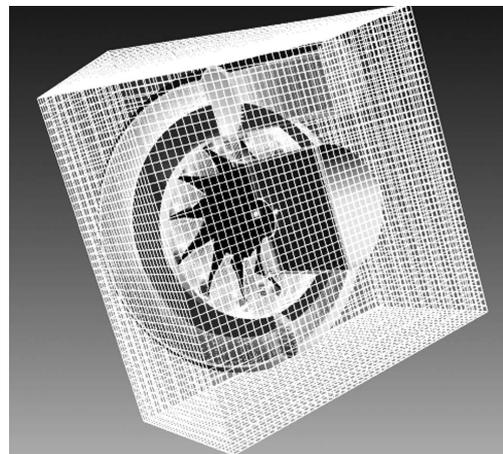


Рис. 2. Первоначальная разбивка расчетной области

ние, на условии «выход» — 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.

Результаты численного расчета в виде полей скоростей и давлений в поперечном и меридианальном сечениях проточной части, где видна окружная неравномерность распределения, представлены на рис. 3–5. Очевидно здесь сказывается влияние недостаточно доведенной геометрии сборной улитки и выходного патрубка. Из анализа этих результатов следует необходимость проведения конструктивных доработок для усовершенствования элементов проточной части данного ЦБК.

Расчетным путем получены напорные ветки характеристики компрессора (рис. 6), отражающие зависимость степени повышения давления π_k от расхода сжимаемого воздуха G при частотах вращения рабочего колеса $n = 67\ 000$ и $55\ 000$ об/мин. На рисунке 6 показано также несколько точек, полученных по упрощенной одномерной методике для режимов, близких к номинальному [7].

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

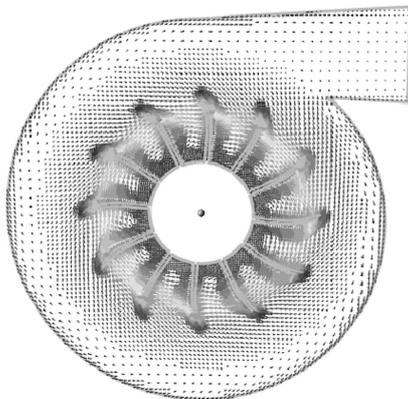
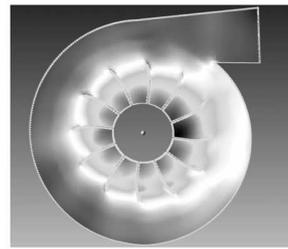
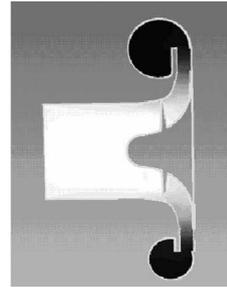


Рис. 3. Расчетные поля скоростей в поперечном сечении ЦБК



Палитра	Избыточное давление, Па
Black	63 000–70 000
Dark Gray	56 000–63 000
Medium-Dark Gray	49 000–56 000
Medium Gray	42 000–49 000
Light Gray	35 000–42 000
Very Light Gray	28 000–35 000
White	21 000–28 000
Lightest Gray	14 000–21 000
Very Lightest Gray	7 000–14 000
White	0–7 000
Black	–7 000–0

Рис. 4. Расчетные поля давлений в поперечном сечении ЦБК



Палитра	Избыточное давление, Па
Black	46 000–63 000
Dark Gray	29 000–46 000
Medium Gray	12 000–29 000
White	–5 000–12 000

Рис. 5. Расчетные поля давлений в меридиональном сечении ЦБК

колебания интегральных значений давления и расхода через компрессор, что свидетельствует о возникновении явлений *помпажа*. Соответствующие поля скоростей, полученные при расходе воздуха $G = 0,03$ кг/с, показаны на рис. 7. На рисунке видно, что зоны обратного сброса занимают значительную часть площади поперечного сечения проточной части.

Соответствующие расчеты по упрощенной методике с помощью газодинамических функ-

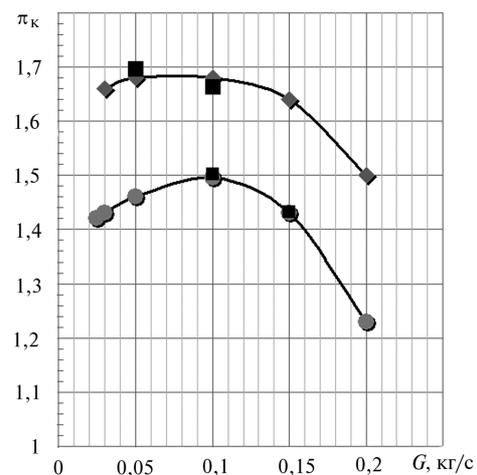


Рис. 6. Характеристики ЦБК при частоте вращения ротора:

- ◆ — 67 000 об/мин; ● — 55 000 об/мин;
- — соответствующие значения π_k , полученные по методике, представленной в работе [7]

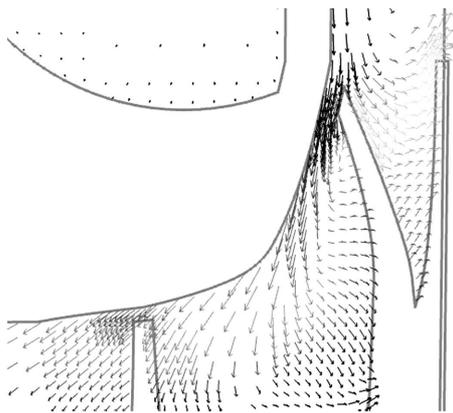


Рис. 7. Поле скоростей при возникновении помпажа

ций [8] также подтверждают наступление помпажного режима.

На полученной расчетным путем неравномерности распределения давления по межлопаточным каналам рабочего колеса, диффузору и сборной улитке отчетливо видна область в проточной части улитки, требующая конструкторской доводки профиля ее проточной части.

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

Литература

- [1] Гришин Ю.А. Численное решение практических задач газовой динамики в поршневых двигателях. *Известия ТулГУ, Сер. Автомобильный транспорт*, 2005, вып. 9, с. 173–179.
- [2] Лобов Н.В. *Моделирование рабочего процесса в двухтактном одноцилиндровом двигателе внутреннего сгорания*. Пермь, Изд-во ПГТУ, 2003, 81 с.
- [3] Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection. *SAE Paper*, 2006, no. 2006-01-1385, pp. 1–17.
- [4] Ferziger J.H., Perić M. *Computational Methods for fluid Dynamics*. Berlin, Springer, 2002, 423 p.

- [5] Флетчер К. *Вычислительные методы в динамике жидкостей*. В 2 т. Т. 2: Методы расчета различных течений. Москва, Мир, 1991, 552 с.
- [6] Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А. *Трехмерное моделирование нестационарных теплофизических процессов в поршневых двигателях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 85 с.
- [7] Федюшин А.А. *Турбокомпрессоры: метод. указания*. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984, 24 с.
- [8] Ивашенко Н.А., Костюкова В.Н., Науменко А.П., Грехова Л.В. 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*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, с. 450–455.

References

- [1] Grishin Yu.A. Chislennoe reshenie prakticheskikh zadach gazovoi dinamiki v porshnevyykh dvigateliakh [The numerical solution of practical problems of gas dynamics in reciprocating engines]. *Izvestia TulGU. Ser. Avtomobil'nyi transport* [Proceedings of the TSU. Ser. Automobile Transport]. 2005, issue 9, pp. 173–179.
- [2] Lobov N.V. *Modelirovanie rabocheho protsessa v dvukhtaktnom odnotsilindrovom dvigatele vnutrennego sgoraniia* [Simulation workflow two stroke single cylinder internal combustion engine]. Perm', PSTU publ., 2003. 81 p.
- [3] Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection. *SAE Technical Papers*, 2006, no. 2006-01-1385, pp. 1–17.
- [4] Ferziger J.H., Peric M. *Computational Methods for fluid Dynamics*. Berlin, Springer, 2002. 423 p.
- [5] Fletcher C.A.J. *Computational Techniques for Fluid Dynamics. 2. Specific Techniques for Different Flow Categories*. Springer – Verlag, Berlin Heidelberg, 1988. 552 p. (Russ. ed.: Fletcher K. *Vychislitel'nye metody v dinamike zhidkosti. V 2 t. T. 2. Metody rascheta razlichnykh techenii*. Moscow, Mir publ., 1991. 552 p.).
- [6] Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A. *Trekhmernoe modelirovanie nestatsionarnykh teplofizicheskikh protsessov v porshnevyykh dvigateliakh* [Three-dimensional modeling of unsteady thermal processes in reciprocating engines]. Moscow, Bauman Press, 2012. 85 p.
- [7] Fediushin A.A. *Turbokompressory: metodicheskie ukazaniia* [Turbochargers: guidelines]. Moscow, Bauman Press, 1984. 24 p.
- [8] Ivashchenko N.A., Kostjukova V.N., Naumenko A.P., Grekhova L.V. *K raschetu kharakteristik koleasa tsentrobezhnogo kompressora s opredeleniem granitsy pompazha* [Calculation of the characteristics of a centrifugal compressor wheel with the definition of the surge limit]. *Sbornik nauchnykh trudov po materialam MK «Dvigatel'-2007», posviashchennoi 100-letiiu shkoly dvigatelestroeniia MGTU im. N.E. Baumana* [Collection of scientific works based on IC «Engine-2007» dedicated to the 100th anniversary of the school engine Bauman Moscow State Technical University]. Moscow, Bauman Press, 2007, pp. 450–455.

Статья поступила в редакцию 03.07.2013

Информация об авторах

ГРИШИН Юрий Аркадьевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: grishin@power.bmstu.ru).

РОДИН Алексей Олегович (Москва) — магистрант кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: alleks91@list.ru).

Information about the authors

GRISHIN Yuriy Arkad'evich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Piston Engines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: grishin@power.bmstu.ru).

RODIN Aleksey Olegovich (Moscow) — Master Student of «Piston Engines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: alleks91@list.ru).