УДК 621.45.02

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В МАЛОРАЗМЕРНОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОМПРЕССОРЕ

© 2013 А.Ю. Горшков, Е.С. Горячкин, В.Г. Мербаум, А.О. Туйзюков

Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 13.12.2013

В статье приводятся результаты расчетного исследования рабочего процесса малоразмерного центробежного компрессора, испытанного в лаборатории лопаточных машин. Полученная информация позволила расширить представление о рабочем процессе данного компрессора. Сопоставление результатов расчета с данными эксперимента позволило выявить ряд существенных ошибок в организации эксперимента и методике обработки его данных, приводящих к значительному искажению результатов. В частности, было установлено, что применяемая для вычисления крутящего момента на валу компрессора тарировочная зависимость ошибочна.

Ключевые слова: центробежный компрессор, численное моделирование, метод конечных элементов, расчетная модель

Ранее был описан стенд для проведения студенческих лабораторных работ по экспериментальному изучению характеристик малоразмерного компрессора [1]. Для расширения представления о рабочем процессе установленного на нем центробежного компрессора, а также для верификации методик численного моделирования рабочего процесса в нем, течение в компрессоре было исследовано в программном комплексе *Ansys CFX* [2].

Созданная модель рабочего процесса компрессора состоит из двух элементов – доменов: рабочего колеса (РК) и выходной области. Домен РК рассчитывался в подвижной системе координат (СК), вращающейся с частотой вращения ротора. Выходная область считалась в стационарной СК. Данные о параметрах потока из первой расчетной области во вторую передавались с помощью интерфейса *Stage*. При таком подходе на выходной границе первого по ходу течения домена формируется осредненное в окружном направлении поле параметров потока. Оно используется в качестве входного граничного условия на входе в область, расположенную ниже по течению.

Геометрия лопаток РК была воссоздана в программе *BladeGen* по имеющемуся чертежу и результатам обмера компрессора. Затем форма лопаток была передана в программу *TurboGrid* [3], где в автоматическом режиме были сформированы геометрия расчетной области РК и гексаэдральная структурная сетка конечных

Горшков Алексей Юрьевич, студент. E-mail: gorshkoff00@mail.ru Горячкин Евгений Сергеевич, магистрант Мербаум Виталий Германович, студент Туйзюков Александр Олегович, студент элементов для нее. Модель течения в РК учитывает наличие радиального зазора величиной 0,3 мм над верхним торцом лопатки. Для сокращения числа конечных элементов и потребных ресурсов домен РК состоял только из одного межлопаточного канала с периодическим граничным условием на боковых границах.

Расчетная область, соответствующая выходной системе компрессора, была создана в программе Design Modeler и разбита структурной сеткой конечных элементов в программе Ansys Mesher. При создании расчетной модели выходной области для упрощения вместо фигурного отверстия была смоделирована кольцевая щель. Кроме того, в данной расчетной области была смоделирована полость, расположенная между диском РК и корпусом, что позволило в расчете учесть потери дискового трения и моделировать утечку рабочего тела. Для сокращения числа конечных элементов и потребных ресурсов расчетная область выходной системы компрессора представляла собой сектор 1/12 окружности с периодическим граничным условием на боковых границах.

Общее число конечных элементов во всей рассматриваемой расчетной области – 300 тыс. элементов. В качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами сухого воздуха. В расчётах учитывалось, что его теплоёмкость и динамическая вязкость зависят от температуры. В качестве граничных условий на входе в расчётную область задавалась величина расхода рабочего тела G, принятая по результатам эксперимента, полная температура поступающего воздуха T,* равная атмосферной и направляющие косинусы угла входа потока α . Значения угла входа потока были приняты изменяющими-

ся по высоте проточной части по линейному закону. Их значения соответствовали выходным углам входного направляющего аппарата. На выходной границе задавалось статическое давление p, величина которого принималась по экспериментальным данным. В ходе расчётов использована модель турбулентности k- ε . Внешний вид расчетной модели с нанесенными граничными условиями приведен на рис. 1.



Рис. 1. Расчетная модель центробежного компрессора

В результате расчета были получены зависимости $\pi_{\kappa}^*, \eta_{\kappa}^* = f(G_{\epsilon})$ при фиксированной часто вращения n=26000 об/мин, приведенные на рис. 2. Как видно из рис. 2 величина степени сжатия, вычисленная как отношение статического давления за компрессором p_{κ} к атмосферному давлению p_{μ} (кривая 1) полностью совпадает с экспериментальными данными. Это вызвано тем, что величины переменных используемых для расчета степени сжатия в эксперименте применяются в качестве граничных условий при *CFD* моделировании.

Для сравнения на рис. 2 нанесены еще две напорных линии, отличающиеся от кривой 1 способом вычисления степени сжатия. В первом случае под степенью сжатия понималось отношение статического давления за компрессором к полному давлению непосредственно перед РК (кривая 2 на рис. 2). В отличие от принятого в эксперименте способа, при таком подходе учитываются потери во всасывающем патрубке изза установки там расходомера и ВНА.

Во втором случае степень сжатия вычислялась в соответствии с ГОСТ 23851-79 как отношение полных давлений на входе и выходе компрессора (кривая 3 на рис. 2). Из рис. 2 видно, что кривые 2 и 3 имеют принципиально одинаковый характер протекания, однако величины степени сжатия для кривой 3 превышают значения кривой 2 при одинаковых значениях расхода G_{6} . Это вызвано тем, что при расчете кривой 3 в числителе формулы степени сжатия используется полное давление за компрессором p_{κ}^{*} , которое по определению больше статического давления p_{κ} , принятого при вычислении кривой 2.



Рис. 2. Зависимость степени сжатия π_{κ}^* от расхода воздуха через компрессор G_в полученная при частоте вращения ротора n=26000 об/мин:

 а) – напорная характеристика, б) КПД-характеристика (1 – результаты, рассчитанные по методике обработке эксперимента; 2 – расчет с реальным полным давлением на входе в РК; 3 – расчет степени сжатия по полным параметрам; ромбы – экспериментальные данные)

Обращает на себя также внимание существенное отличие кривых 2 и 3 от кривой 1, полученной в соответствии с методикой обработки эксперимента [4]. Как отмечалось ранее, главным отличием кривых 2 и 3 является учет потерь полного давления на входе. На рис. 3 приведена зависимость коэффициента восстановления полного давления во входном устройстве σ_{ex} от расхода воздуха через компрессор G_{μ} . Из нее видно, что с увеличением расхода рабочего тела через входной патрубок потери полного давления в нем увеличиваются и могут достигать 5,5%. Рост потерь связан с увеличением сопротивления оказываемого плохообтекаемой призмой расходомера с ростом скорости потока. Анализируя полученные результаты можно заключить, что применение вихревого расходомера на входе в исследуемый компрессор вызывает большие потери во входной системе. Учитывая невысокую степень сжатия исследуемого компрессора, пренебрежение ими при обработке результатов эксперимента приводит к существенно ошибке определения степени сжатия. Другая проблема заключается в измерении статического давления на выходе компрессора, что автоматически занижает вычисленное значение степени сжатия относительно истинного (по ГОСТ 23851-79).



Рис. 3. Зависимость коэффициента восстановления полного давления σ_{вх} во входной системе стенда от расхода воздуха через компрессор *G*_{*в*}

Характер изменения КПД компрессора в зависимости от расхода рабочего тела полученный в CFD расчете совпадает с характером изменения той же зависимости полученной при испытании. Однако из рис. 2 видно, что полученное при численном моделировании значение КПД существенно (более, чем вдвое) превосходит экспериментальные данные. Как было показано ранее, при использовании при анализе рабочего процесса методики обработки экспериментальных данных вычисленное значение степени сжатия π_{k} , а, следовательно, и идеальной работы сжатия полностью совпадают с результатами испытания. Таким образом, на протекание КПД характеристики в первую очередь влияет величина мощности потребляемой компрессором. Как видно из зависимости мощности потребленной компрессором N_{κ} от расхода воздуха через него (рис. 4), найденная в расчете мощность меньше экспериментальных значений вдвое. По причине занижения затраченной мощности расчетное значение КПД превосходит определенное при испытаниях. Также можно заключить, что если вычислять КПД в соответствии по ГОСТ 23851-79 его значение достигнет примерно величины 60%.



Рис. 4. Зависимость мощности компрессора N от расхода воздуха через него *G*₆₀ полученная при частоте вращения ротора n=26000 об/мин (ромбами обозначены экспериментальные данные)

При анализе рис. 4 стоит обратить внимание на идентичный характер расчетной и экспериментальной зависимостей. Данный факт говорит о существовании некоторого систематического фактора, наличие которого приводит к расхождению величин мощности определенных разными способами. Представляется маловероятным, что столь крупное различие связано с не учетом в расчете потерь в подшипниках и других элементах системы компрессор – турбина.



Рис. 5. Зависимость дисковых потерь N_{∂} от расхода воздуха через него G_{θ} полученная при частоте вращения ротора n=26000 об/мин

В подтверждении этого на рис. 5 приведена зависимость дисковых потерь N_{∂} от расхода воздуха через компрессор. Видно, что дисковые потери не превышают 7% от мощности потребляемой компрессором и не могут быть причиной столь крупного расхождения. При анализе зависимости на рис. 5 обращает внимание тот факт, что дисковые потери при отсутствии утечек рабочего тела за РК мало зависят от расхода воздуха через компрессор.

Также было сделано предположение о том, что недобор в расчетном исследовании мощности связан с отсутствием при CFD моделировании учета утечек за РК. По этой причине с помощью описанной ранее численной модели были проведены еще две серии расчетов, отличающиеся от описанных выше тем, что в них учитывалось наличие утечки рабочего тела за диском РК в размере 10% и 20% от расхода воздуха через компрессор. Анализ полученных результатов показал, что утечка за РК мало влияет на величину степени сжатия в компрессоре. Однако наличие утечки уменьшает потери дискового трения (рис. 6). Это связано с тем, что в проточной задисковой полости траектория движения рабочего тела сокращается (причем она тем короче, чем больше расход воздуха через нее), что уменьшает потери трения. Уменьшение дисковых потерь приводит к снижению мощности потребляемой компрессором и как это не парадоксально к росту КПД (рис. 7). По мнению авторов, столь значительное несовпадение мощностей в расчете и эксперименте может быть вызвано только применением ошибочной тарировочной зависимости при определении крутящего момента в эксперименте. Однако проверить данное предположение не представляется возможным из-за отсутствия достоверной информации о геометрии, используемой на стенде воздушной микротурбины.



Рис. 6. Влияние утечки рабочего тела за РК на величину дисковых потерь *N*_∂



Рис. 7. Влияние утечки рабочего тела за РК на величину мощности потребляемой компрессором и КПД

Выводы: было проведено расчетное исследование рабочего процесса малоразмерного центробежного компрессора. Полученная информация позволила расширить представление о рабочем процессе компрессора. Сопоставление результатов расчета с данными эксперимента позволило выявить ряд существенных ошибок в организации эксперимента и методике обработки его данных, приводящих к значительному искажению результатов. В частности, было показано, что потери полного давления во входном устройстве достигают 5,5% и пренебрежение ими занижает значение степень сжатия вдвое. К занижению величины степени сжатия относительно истинного значения способствует также измерение статического давления за компрессором вместо полного. Также было установлено, что применяемая для вычисления крутящего момента на валу компрессора тарировочная зависимость ошибочна.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

- Батурин, О.В. Экспериментальное исследование рабочего процесса и характеристик центробежного микрокомпрессора: учеб. пособие / О.В. Батурин, В.Н. Матвеев, Л.С. Шаблий – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. 43 с.
- Батурин, О.В. Расчет пространственной структуры потока в ступени осевого компрессора в программном комплексе ANSYS CFX [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / О.В. Батурин, Д.А. Колмакова, В.Н. Матвеев и др. Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). Электрон. дан. (1 файл : 3,12 Мбайт). Самара, 2011. On-line.
- 3. Кривцов, А.В. Разработка компьютерной модели многоступенчатого осевого компрессора и исследование влияния основных геометрических параметров на его энергетическую эффективность // Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета имени П.А. Соловьева. 2012. №2 (23). С. 16-19.
- Наталевич, А.С. Лабораторный практикум по курсу «Лопаточные машины» / А.С. Наталевич, В.П. Ильин, А.А, Трофимов, С.В. Кбеке. – Куйбышев: Из-во КуАИ, 1970. 31 с.

NUMERICAL MODELING THE WORKFLOW IN SMALL-SIZED CENTRIFUGAL COMPRESSOR

© 2013 A.Yu. Gorshkov, E.S. Goriachkin, V.G. Merbaum, A.O. Tuyzyukov

Samara State Aerospace University named after acad. S.P. Korolyov (National Research University)

The results of computational research the workflow in small-sized centrifugal compressor, tested in turbomachinery laboratory are presented in paper. The obtained data allowed to expand the understanding of the compressor workflow. Numerical results and experimental data comparison revealed a number of significant errors in the design of experiment and its data processing technique, leading to a significant distortion of the results. In particular, it was found that calibration curves used to calculate the compressor shaft torque is erroneous.

Key words: centrifugal compressor, numerical modeling, finite element method, computational model

Aleksey Gorshkov, Student. E-mail: gorshkoff00@mail.ru; Evgeniy Goryachkin, Underground Student; Vitaliy Merbaum, Student; Alexander Tuyzyukov, Student