

**ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ
В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ
ПРИРОДНОГО ГАЗА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ПОЛОЖЕНИЯХ
ВХОДНОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА**

М.В. Крутиков
В.Л. Блинов

michail.krutikov2809@mail.ru
v.l.blinov@urfu.ru

**Уральский федеральный университет имени первого Президента России
Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Российская Федерация**

Аннотация

Рассмотрен вопрос о возможном расширении диапазона режимов работы центробежного нагнетателя природного газа за счет поворота лопаток входного направляющего аппарата при различных частотах вращения ротора. Приведена геометрия проточной части исследуемого объекта, полученная путем трехмерного сканирования. На ее основе построена численная модель и проанализировано влияние различных факторов постановки расчетной задачи на результаты моделирования течения газа в проточной части нагнетателя. Расчеты выполнены с использованием $(k-\varepsilon)$ - и SST-моделей турбулентности при различных параметрах расчетной сетки и условиях осреднения параметров течения между расчетными доменами. Полученные результаты сравнивались с паспортными и эксплуатационными данными. Предложены рекомендации по постановке задачи моделирования, описаны результаты проведенных расчетов и построены характеристики центробежного нагнетателя при различных углах установки лопаток входного направляющего аппарата в широком диапазоне частот вращения ротора. Расписан возможный диапазон расширения режимов эксплуатации исследуемого нагнетателя, которые можно обеспечить путем варьирования положением входного направляющего аппарата

Ключевые слова

*Численное моделирование,
центробежный компрессор,
входной направляющий
аппарат, регулирование,
верификация*

Поступила 24.07.2020

Принята 14.12.2020

© Автор(ы), 2021

Введение. Центробежные нагнетатели (ЦБН), также называемые радиальными компрессорами, являются ключевым оборудованием в различных областях промышленности. Особо широко ЦБН используются на газопере-

качивающих станциях отечественной газотранспортной системы. Большинство из них спроектировано и введено в эксплуатацию до 1990-х годов. В связи с постепенным изменением направлений и объемов перекачиваемого газа, а также развитием новых технологий проектирования и изготовления оборудования данного класса возникает необходимость в модернизации проточных частей (ПЧ) ЦБН или адаптации существующих конструкций к новым режимам работы газотранспортной системы [1].

В современной инженерной практике все чаще находят применение методы вычислительной газовой динамики для анализа условий работы турбомашин различного назначения, что способствует значительной экономии времени и средств [2–5].

Проведенное в настоящей работе исследование посвящено решению вопросов моделирования течения в ПЧ ЦБН. В качестве объекта исследования выбран двухступенчатый ЦБН типа RF-2BB-36 «Крезолуар», который оснащен входным направляющим аппаратом (ВНА) 1-й ступени и состоит из 12 лопаток с настраиваемым углом поворота. Особенностью конструкции данного ЦБН является то, что положение лопаток ВНА регулируется только вручную на остановленном агрегате, т. е. невозможно использовать онлайн-регулирование в процессе эксплуатации. Угол установки лопаток в ВНА имеет определенное положение, заданное заводом-изготовителем. В технической документации* к данному нагнетателю рекомендации по его регулированию отсутствуют, тогда как изменяя положение лопаток ВНА, можно влиять на основные параметры работы ЦБН и осуществлять адаптацию работы газоперекачивающего агрегата (ГПА) в условиях изменения режимов транспорта газа [6–8].

Изменение положения лопаток ВНА позволяет закручивать поток газа на входе в 1-ю ступень по направлению вращения рабочего колеса (РК) или против вращения. При закрутке по направлению вращения РК напор и расход снижаются, а при закрутке против вращения РК возрастают. Вместе с этим изменяются эффективность работы ЦБН и запас по газодинамической устойчивости. Однако закрутка против направления вращения РК из-за увеличения угла атаки и приближения срыва возможна в меньших пределах, чем по направлению вращения. Она целесообразна при необходимости увеличения загрузки ГПА, если давление газа ниже расчетного, при каких-либо ограничениях по частоте вращения, а также в холодное время года при наличии запаса мощности ГПА.

* Производственная инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию ГПА типа ГТК–25И (ГТК–25ИР). Югорск, 2015.

Методы и материалы. Для построения достоверной трехмерной модели элементов ПЧ ЦБН ввиду отсутствия достаточного объема чертежной документации проведено сканирование реального объекта с использованием 3D-сканера [9]. На основе полученных геометрических данных (рис. 1, *а*) осуществлялось построение численной модели ПЧ ЦБН (рис. 1, *б*). Центробежный нагнетатель выполнен по двухступенчатой схеме сжатия с межпорным расположением ротора, установлены РК закрытого типа с радиальными лопатками, обратный направляющий аппарат (ОНА) и лопаточные диффузоры (ЛД).

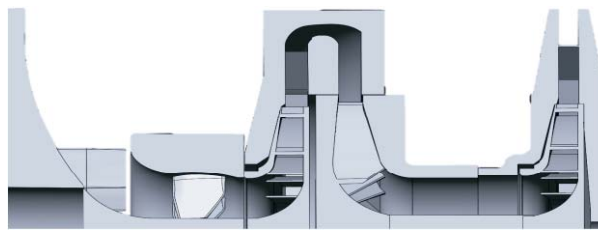
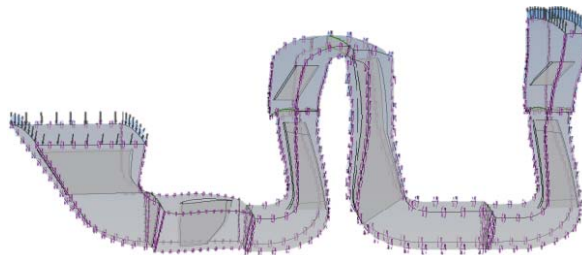
*а**б*

Рис. 1. Трехмерная модель ЦБН (*а*) и численная модель его ПЧ (*б*)

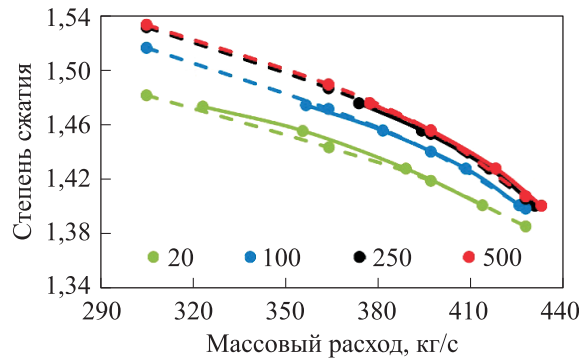
При построении численной модели [2, 5, 10, 11] принят ряд допущений. При 3D-сканировании элементов ПЧ ЦБН полученные геометрические модели повторяли существующие в реальности отклонения, например сварные швы, стыки, забоины и т. п. При построении численной модели все поверхности были выровнены. В том числе поверхности ПЧ и ЛД ЦБН рассматривались без учета шероховатостей, как гладкие стенки. Для экономии вычислительных ресурсов в численной модели не учитывались входная и выходная улитки ЦБН. Поток на входе в вычислительную область рассматривался как равномерный. В моделировании не учитывались утечки через зазоры и лабиринтные уплотнения в ПЧ ЦБН. В действительности, перечисленные допущения могут отрицательно сказываться на эффективности и других параметрах работы ЦБН. Следует отметить,

что результаты моделирования сравнивались с паспортной характеристикой ЦБН. Известно, что в большинстве случаев паспортные характеристики не соответствуют эксплуатационным, особенно в области режимов, отдаленных от номинального. Зачастую паспортные характеристики получаются расчетным путем или представляют собой осредненные характеристики по результатам испытаний нескольких однотипных ЦБН. При сравнении результатов моделирования с данными эксплуатации также будет присутствовать неопределенность, связанная с идеализированной постановкой численной модели и сложностью учета реального технического состояния ПЧ ЦБН в эксплуатации [1, 12, 13].

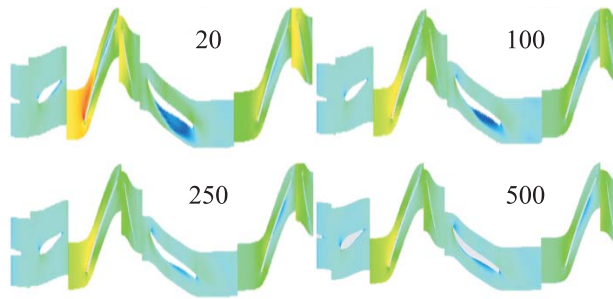
Численное моделирование течения в ПЧ ЦБН осуществлялось в программном комплексе ANSYS CFX. Расчеты проводились в стационарной постановке. Расчетная область состоит из семи доменов с лопатками: торцевая крышка, ВНА, РК 1-й ступени, ЛД 1-й ступени, ОНА, РК 2-й ступени, ЛД 2-й ступени. На боковых поверхностях задавалось условие периодичности, что позволяет проводить моделирование доменов только с одной лопаткой и значительно экономит вычислительные ресурсы. Поверхности корневого и периферийного обводов ПЧ, а также лопаток задавались как непроницаемые стенки. Условия обтекания были выбраны как No slip wall, что подразумевает стенку без скольжения. Расчетные домены разбиты на структурированную сетку конечных объемов с применением автоматизированного алгоритма построения топологии сеток ATM Optimazed. Число элементов расчетной сетки на один домен находилось в диапазоне 20...500 тыс. ячеек. В качестве моделей турбулентности рассматривались ($k-\epsilon$)- и SST-модели. Для передачи значений параметров потока между доменами использовались интерфейсы Stage и Frozen rotor. В качестве граничных условий (ГУ) использованы массовый расход ($G-P_{stat}$) или полное давление и температура на входе и статическое давление на выходе ($P_{total}-P_{stat}$) из расчетной области. Рабочим телом для расчетов послужила модель метана CH_4RK .

Результаты. В рамках исследования перед окончательным выбором настроек для численной модели проведен анализ влияния различных факторов постановки задачи на течение газа в ЦБН. Рассмотрены сетка, модель турбулентности и условие передачи параметров между доменами. Анализ выполнен на основе режимов, взятых из паспортной характеристики объекта исследования.

Расчеты проведены для различных вариантов разбиения сеток при задании в качестве ГУ параметров $P_{total}-P_{stat}$ и $G-P_{stat}$. При проведении данного



a



б

Рис. 2. Влияние числа элементов сетки на течение газа в ЦНБ:

a — расчетная характеристика $\pi-G$ (сплошные кривые — ГУ $P_{total}-P_{stat}$; штриховые кривые — ГУ $G-P_{stat}$); *б* — картины чисел Маха на номинальном режиме работы

исследования использовалась ($k-\epsilon$)-модель турбулентности. В качестве вариаций сеток взяты 20, 100, 250 и 500 тыс. ячеек на домен. Сравнение полученных результатов показано на рис. 2, *a*. Распределения чисел Маха в периферийном сечении (0,9 от высоты лопатки) при различных вариантах разбиения расчетной области приведены на рис. 2, *б*. Выбор сечения обусловлен наличием наибольших отрывных явлений на периферии.

Из рис. 2, *a* следует, что с ростом числа элементов сетки вычислительной модели расчетная характеристика смещается в зону большего расхода. Наибольшие отклонения наблюдаются в левой части характеристики, что связано с приближением расчетной точки к границе устойчивой работы ЦБН, в области которой сходимость решения снижается. Распределения числа Маха в периферийном сечении вдоль ПЧ ЦБН приведены на рис. 2, *б*. Видно, что численная модель с грубой сеткой предсказывает менее благоприятный характер течения потока на номиналь-

ном режиме работы. В частности, можно отметить большую область срыва потока с лопаток ОНА. При наличии развитых отрывных течений в ПЧ степень сжатия и расход снижаются. Это определяет характер зависимостей, приведенных на рис. 2, а. При достижении определенной густоты сетки результаты расчетов напорной характеристики практически не изменяются во всем диапазоне режимов, что можно увидеть при сравнении вариантов 250 и 500 тыс. ячеек, поэтому дальнейшее увеличение густоты сетки не рассматривалось. Качественно аналогичные выводы получены при рассмотрении результатов расчетов других постановок численного моделирования.

Сравнение расчетных напорных характеристик, полученных при различных постановках задачи, с паспортной характеристикой ЦБН приведено на рис. 3, а [14]. Расчеты выполнялись при различных моделях турбулентности ($k-\epsilon$ и SST) и условиях передачи параметров между доменами (Interface). Модель турбулентности SST, в отличие от ($k-\epsilon$)-модели, одина-

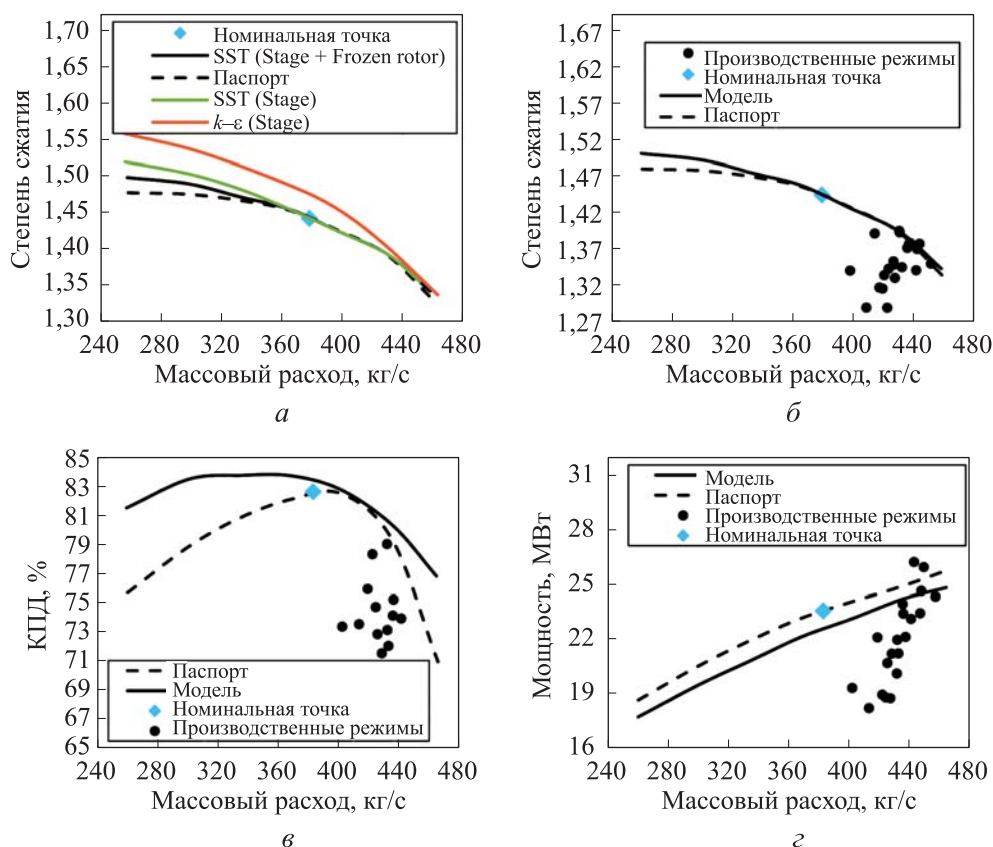


Рис. 3. Сравнение расчетных и паспортных характеристик ЦБН:

$$\pi = f(G)(a, b); \eta = f(G)(v); N = f(G)(z)$$

ково хорошо работает вблизи стенок и в свободном потоке. Но в связи с этим является и более требовательной к качеству сетки, а именно к параметру y^+ . Для SST-модели рекомендуется $y^+ < 1-3$, а например, для $(k-\varepsilon)$ -модели — $30 < y^+ < 500$ [2, 11]. При выборе интерфейса Stage для описания условий передачи параметров между доменами осредняют параметры вдоль окружности. При этом в следующий домен на ответную поверхность эти параметры уже переносятся равномерно, т.е. на входе в следующий домен поток поступает равномерным в окружном направлении. При сопряжении способом Frozen rotor поток проходит поверхность сопряжения без осреднения в окружном направлении. В варианте постановки, где использовалось комбинирование интерфейсов, модель Stage применялась в случае перехода с одной неподвижной области на другую неподвижную область, а при связывании неподвижной области с вращающейся областью применялась модель Frozen rotor. Число элементов всей расчетной модели во всех случаях одинаковое и составило ~ 2 млн ячеек. Параметры сетки подбирались таким образом, чтобы обеспечить рекомендуемые значения y^+ . При расчете на SST-модели турбулентности фактическое значение y^+ находилось в диапазоне от 1,5 до 4 в зависимости от домена.

Наилучшее совпадение с паспортной характеристикой получено при использовании SST-модели турбулентности. При использовании $(k-\varepsilon)$ -модели турбулентности наблюдается занижение зон с отрывным течением, и расчетная характеристика смещается вправо и вверх от паспортной. Наибольшее отклонение для всех вариантов расчета достигается при моделировании левой ветви характеристики.

На основании анализа полученных результатов выявлено, что лучшее совпадение с паспортными данными у варианта с SST-моделью и заданием интерфейсов Stage между неподвижными доменами и Frozen rotor между подвижным и неподвижным доменами. На рис. 3, б-г приведено сравнение расчетных характеристик, полученных при такой постановке, с паспортными характеристиками в различных координатах. Численная модель во всем диапазоне режимов предсказывает завышенный полноточный КПД. Наименьшее отклонение наблюдается на почти номинальных режимах. В номинальной точке КПД по результатам моделирования больше на 1 % (абс.). Наибольшее отклонение получено в левой области характеристики, что можно объяснить предсказанием более благоприятного характера течения при низких значениях расхода, чем в действительности. Значения расчетной мощности во всем диапазоне режимов

лежат ниже паспортной характеристики в среднем на 6 %. Следует отметить, что реальные режимы работы ЦБН на месте эксплуатации отличаются от условий построения паспортной характеристики. На рис. 3 нанесены точки, характеризующие реальные режимы работы ЦБН за несколько месяцев. Видно, что область режимов эксплуатации ЦБН находится в правой части паспортной характеристики, которая в большей степени совпадает с результатами численного моделирования. После приведения реальных режимов работы (см. рис. 3) к номинальной частоте вращения получена текущая эксплуатационная характеристика нагнетателя. Сравнение данной характеристики с результатами моделирования текущих режимов показано на рис. 4. По отношению к эксплуатационной характеристике наблюдается удовлетворительное совпадение моделируемых данных как качественное, так и количественное. Среднее отклонение по степени сжатия составило 0,9 %.

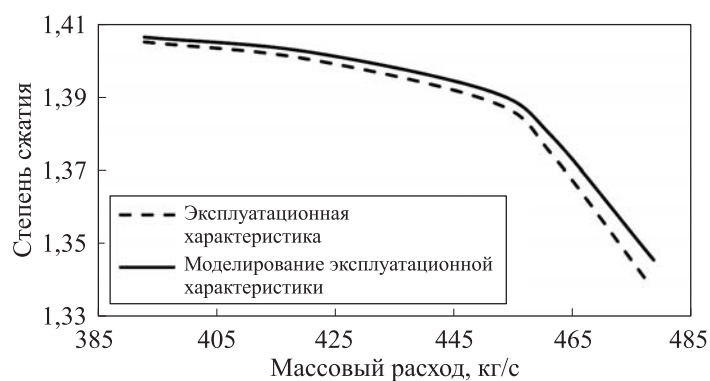


Рис. 4. Моделирование эксплуатационной характеристики на примере зависимости степени сжатия от массового расхода

Обсуждение полученных результатов. На основании результатов численного моделирования течения газа в ПЧ рассматриваемого ЦБН можно сделать вывод, что удовлетворительное совпадение расчетных данных с паспортными характеристиками и эксплуатационными режимами при относительно небольших затратах вычислительных ресурсов достигается при использовании SST-модели турбулентности, числе элементов расчетной области ~ 2 млн ячеек при обеспечении параметра $y^+ < 4$ и комбинации интерфейсов Stage и Frozen rotor.

С применением созданной численной модели выполнен анализ влияния поворота ВНА на характеристики ЦБН при различных частотах вращения. В качестве рассматриваемых вариантов положения ВНА приняты поворот в сторону и против вращения РК на одинаковые значения

в 30 и 15°, а также осевое положение ВНА. Исследования проводились для различных частот вращения ротора нагнетателя. Полученные характеристики ЦБН при различном положении ВНА и частоте вращения ротора приведены на рис. 5.

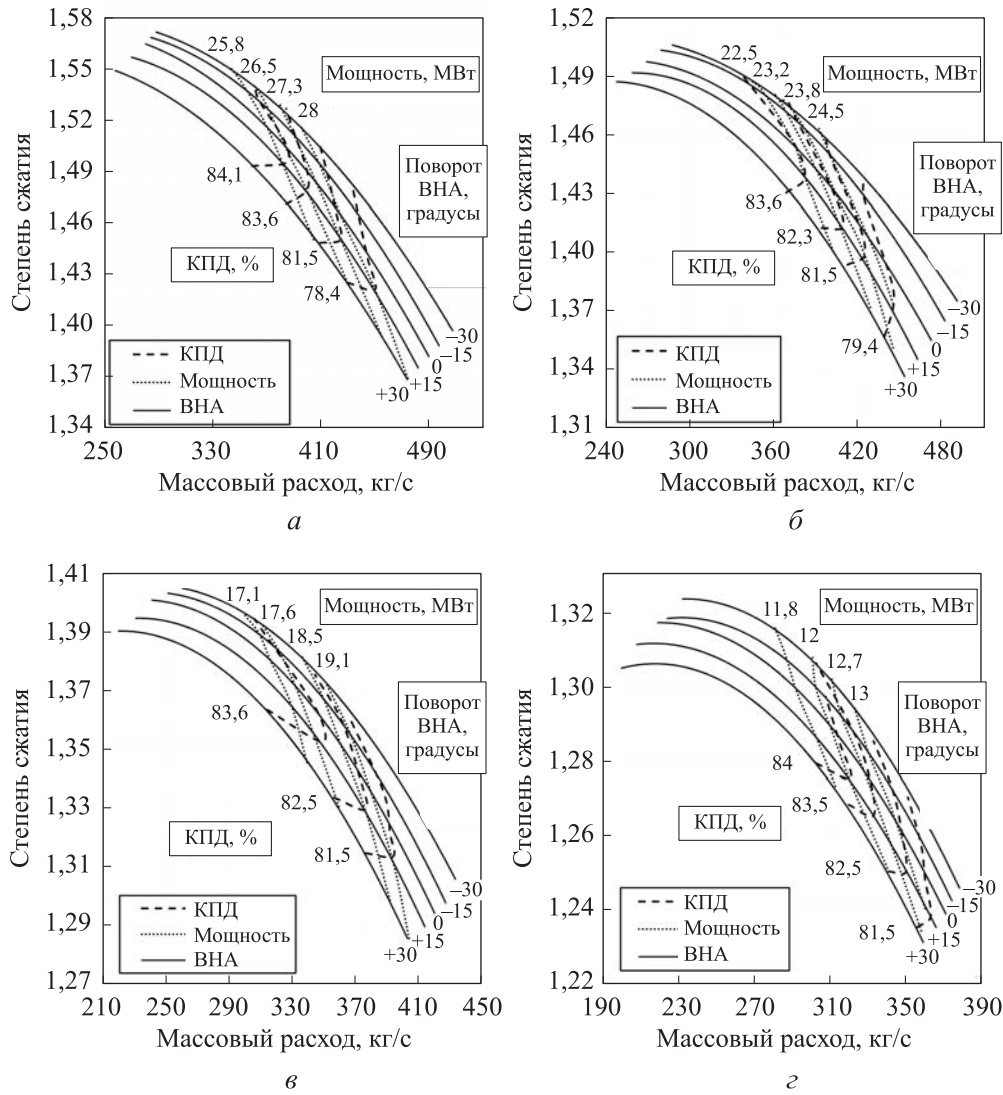


Рис. 5. Характеристики ЦБН RF-2BB-36, полученные численным моделированием при $\alpha_{\text{ВНА}} = \text{var}$ для $\bar{n} = 1,05$ (а); $\bar{n} = 1$ (б); $\bar{n} = 0,9$ (в); $\bar{n} = 0,8$ (з)

Характеристики показывают возможность регулирования с изменением углов установки лопаток входного направляющего аппарата $\alpha_{\text{ВНА}}$. При изменении угла установки $\alpha_{\text{ВНА}}$ от $-30 \dots +30^\circ$ происходит снижение

напора ступени. Для номинальной частоты вращения, для режимов работ, близких к номинальному, возможность регулирования по массовому расходу изменением углов установки $\alpha_{\text{ВНА}}$ при условии сохранения постоянного напора составляет до 15 %. При этом КПД снижается не более чем на 2 % максимального значения. Для углов $\alpha_{\text{ВНА}}$ от -30° до 0 диапазон регулирования составляет 8 % по массовому расходу. Для углов $\alpha_{\text{ВНА}}$ от 0 до 30° диапазон регулирования без изменения напора составляет 7 %. Для остальных исследуемых параметров, для максимального рассмотренного диапазона поворота $\alpha_{\text{ВНА}}$ можно добиться расширения на 8,3, 3,1, 8,5 и 2,6 % диапазона режимов работ для параметров напора, степени сжатия, мощности и КПД соответственно. Увеличение отрицательной закрутки потока более чем на рассмотренные 30° не рекомендуется из-за значительного увеличения загрузки оборудования по мощности.

Таким образом, с использованием полученных графиков можно проводить анализ различных вариантов возможного расширения режимов работ исследуемого нагнетателя. Отметим, что на приведенных характеристиках параметры КПД и мощности наносились в большей степени в той области, в которой по результатам исследования принято, что настоящая численная модель позволяет выдавать результаты с достаточной точностью. Для уточнения полученных результатов с количественной точки зрения рассматривается вопрос о переносе полученных данных на реальный объект исследования.

Заключение. Проанализировано влияние различных факторов постановки численной задачи на результаты моделирования течения газа в ЦБН, проведена верификация численной модели с использованием паспортных и эксплуатационных данных. Установлено, что использование структурированной сетки с параметром y^+ в диапазоне от 1,5 до 4,0 (~ 2 млн ячеек на расчетную область), SST-модели турбулентности, модели рабочего тела реальный газ метан CH_4RK и комбинирования интерфейсов Stage и Frozen rotor для подвижных и неподвижных доменов в стационарной постановке позволяет получить удовлетворительную точность расчетов при относительно низком потреблении вычислительных ресурсов.

Параметры работы ЦБН (степень сжатия, расход, потребляемая мощность и КПД) на около номинальных режимах эксплуатации по результатам моделирования отличаются на 1...6 % от паспортных данных. В левой части характеристики (в области низких расходов) вблизи границы устойчивой работы ЦБН точность результатов моделирования неудовлетворительная.

Среднее отклонение параметров напорной характеристики от реальных эксплуатационных режимов, которые для рассматриваемого нагнетателя находятся преимущественно в правой области характеристики, не превышает 1 %.

Проанализировано влияние поворота ВНА при различных частотах вращения на характеристики объекта исследования. Установлено, например, что на номинальной частоте вращения ротора ЦБН для режимов работ, близких к расчетному, за счет изменения угла установки лопаток ВНА можно добиться изменения параметров напора, степени сжатия, мощности, КПД и массового расхода на 8,3, 3,1, 8,5, 2,6 и 15,1 % соответственно.

Полученные в ходе исследования результаты подтверждают тот факт, что регулируемый ВНА является эффективным инструментом, позволяющим изменять параметры работы ЦНБ, расширяя диапазон возможных режимов эксплуатации. Используемый в настоящей работе подход и сделанные выводы можно применять при анализе условий работы ЦБН других типов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Сальников С.Ю., Щуровский В.А. Проблемы поддержания работоспособности газокompрессорного парка в современных условиях. *Сб. докл. «Фундаментальные проблемы применения современных ГТУ в отечественной экономике — результаты освоения и эксплуатации и задачи на будущее»*. Казань, 2017, с. 22–28.
- [2] Галаев С.А. Численное моделирование течения вязкого газа в решетках осевых турбомашин: методика и результаты применения современных программных средств. Дис. ... канд. техн. наук. СПб., СПбГПУ, 2006.
- [3] Крутиков М.В., Блинов В.Л. Моделирование процесса сжатия газа в проточной части центробежного нагнетателя с регулируемым входным направляющим аппаратом. *МАиП ПСим. Мат. Междунар. науч.-практ. конф.*, 2018, № 1, с. 117–120. DOI: <https://doi.org/10.26160/2587-7577-2019-2-117-120>
- [4] Зубков И.С., Блинов В.Л. Анализ путей повышения эффективности работы центробежного нагнетателя с использованием численного моделирования. *Мат. Междунар. науч.-практ. конф. Даниловские чтения*. Екатеринбург, УрФУ, 2018, с. 207–210.
- [5] Шаманин С.Ю., Блинов В.Л. Моделирование процесса сжатия технологического газа в центробежном компрессоре Н-400-21-1С. *Актуальные проблемы развития технических наук*. Екатеринбург, УрФУ, 2018, с. 139–143.
- [6] Сафиуллин А.Г. Повышение эффективности ступеней многовальных мультипликаторных центробежных компрессоров путем регулирования поворотом лопаток входного направляющего аппарата и диффузора. Дис. ... канд. техн. наук. Казань, АО «КМПО», 2003.

- [7] Бондаренко Г.А., Довженко В.Н., Еременко Е.Н. Регулирование режима работы центробежных компрессорных установок. М., ЦИНТИхимнефтемаш, 1982.
- [8] Шишкин В.М. Повышение эффективности центробежных компрессоров общего назначения при работе на нерасчетных режимах изменением закрутки потока в ступенях. Дис. ... канд. техн. наук. Казань, АО «Казанькомпрессормаш», АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», 1988.
- [9] Крутиков М.В., Ледков Д.Е., Блинов В.Л. 3D-сканирование и доработка проточной части центробежного нагнетателя RF-2BB-36. *Тр. Третьей науч.-техн. конф. молодых ученых УрФУ*. Екатеринбург, УрФУ, 2018, с. 135–138.
- [10] Блинов В.Л., Бродов Ю.М., Комаров О.В. и др. Выбор параметров расчетной модели при решении задач многокритериальной оптимизации плоских компрессорных решеток. *Компрессорная техника и пневматика*, 2015, № 1, с. 36–42.
- [11] Bogdanets S.V., Blinov V.L., Komarov O.V., et al. Validation of a CFD model of a single stage centrifugal compressor by local flow parameters. *EPJ Web Conf.*, 2019, vol. 196, art. 00026. DOI: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201919600026>
- [12] Дроздов Ю.В., Лунев А.Т. Учет реальных свойств сжимаемого газа в поэлементной модели центробежной ступени. *Мат. конф. «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования»*, 2004, с. 213–219.
- [13] Шишелов В.С., Блинов В.Л. Анализ результатов газодинамических испытаний центробежных компрессоров природного газа на конечное давление 9,8–11,8 МПа, установленных на магистральных газопроводах «Бованенково–Ухта» и «Ухта–Торжок». *Мат. Междунар. конф. Рассохинские чтения. Ч. 1. Ухта, УГТУ*, 2017, с. 265–271.
- [14] Щуровский В.А., Сальников С.Ю., Барцев И.В. и др. Каталог газодинамических характеристик ЦБК природного газа. Пос. Развилка, ВНИИГАЗ, 2005.

Крутиков Михаил Викторович — студент магистратуры кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (Российская Федерация, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, д. 19).

Блинов Виталий Леонидович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (Российская Федерация, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, д. 19).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Крутиков М.В., Блинов В.Л. Численное исследование течения в проточной части центробежного нагнетателя природного газа при различных положениях входного направляющего аппарата. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2021, № 2 (137), с. 94–108.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-2-94-108>

NUMERICAL STUDY OF THE FLOW IN THE FLOW PATH OF A CENTRIFUGAL NATURAL GAS COMPRESSOR AT DIFFERENT POSITIONS OF THE INLET GUIDE VANE

M.V. Krutikov

michail.krutikov2809@mail.ru

V.L. Blinov

v.l.blinov@urfu.ru

Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin,
Ekaterinburg, Russian Federation

Abstract

The paper focuses on the problem of a possible expansion of the range of operating modes of a centrifugal natural gas compressor due to the rotation of the inlet guide vanes at different rotor speeds. The geometry of the flow path of the investigated object, obtained by three-dimensional scanning, is presented. On its basis, a numerical model is built and the influence of various factors of the formulation of the computational problem on the results of modeling the gas flow in the flow path of the compressor is analyzed. The calculations were performed using the k - ε and SST turbulence models for various parameters of the computational grid and conditions for averaging the flow parameters between the computational domains. The results obtained were compared with the nameplate and operational data. Recommendations on the formulation of the modeling problem are proposed, the results of the calculations are described, and the characteristics of the centrifugal compressor are plotted at different angles of the inlet guide vanes in a wide range of rotor speeds. The possible range of expansion of the operating modes of the investigated compressor is described, which can be provided by varying the position of the inlet guide vane

Keywords

Numerical simulation, centrifugal compressor, input guide vane, regulation, verification

Received 24.07.2020

Accepted 14.12.2020

© Author(s), 2021

REFERENCES

- [1] Sal'nikov S.Yu., Shchurovskiy V.A. Issues of maintaining gas compressor park in today conditions. *Sb. dokl. "Fundamental'nye problemy primeneniya sovremennykh GTU v otechestvennoy ekonomike — rezul'taty osvoeniya i ekspluatatsii i zadachi na budushchee"* [Proc. "Fundamental Problems of Using Modern Gas Turbine Units in Native Economics — Results of Development and Exploitation and Future Problems"]. Kazan, 2017, pp. 22–28 (in Russ.).
- [2] Galaev S.A. Chislennoe modelirovanie techeniya vyazkogo gaza v reshetkakh osevykh turbomashin: metodika i rezul'taty primeneniya sovremennykh programmnykh sredstv.

Dis. kand. tekhn. nauk. [Numerical modelling of viscous gas flow in calculation of axial turbo-machines: method and results of using modern software. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. St. Petersburg, SPbGPU Publ., 2006 (in Russ.).

[3] Krutikov M.V., Blinov V.L. Simulation of gas loading process in flow channel of a charge compressor with regulated inlet vane. *MAiP PSiM. Mat. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [MAiP PSiM. Proc. Int. Sc.-Pract. Conf.], 2018, no. 1, pp. 117–120 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.26160/2587-7577-2019-2-117-120>

[4] Zubkov I.S., Blinov V.L. [Analysis of centrifugal compressor efficiency improvement with numerical simulation]. *Mat. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. Danilovskie chteniya* [Proc. Int. Sc.-Pract. Conf. Danilov Readings]. Ekaterinburg, UrFU Publ., 2018, pp. 207–210 (in Russ.).

[5] Shamanin S.Yu., Blinov V.L. Modelling of technological gas loading process in N-400-21-1S centrifugal compressor. *Aktual'nye problemy razvitiya tekhnicheskikh nauk* [Actual Problems of Technical Sciences Development]. Ekaterinburg, UrFU Publ., 2018, pp. 139–143 (in Russ.).

[6] Safiullin A.G. Povyshenie effektivnosti stupeney mnogoval'nykh mul'tiplikatornykh tsentrobezhnykh kompressorov putem regulirovaniya povorotom lopatok vkhodnogo napravlyayushchego apparata i diffuzora. Dis. kand. tekhn. nauk. [Raising efficiency of multi-shaft integrally geared compressor stages by means of regulating blades rotation in inlet guide vane and diffusor. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Kazan. JSC "KMPO" Publ., 2003 (in Russ.).

[7] Bondarenko G.A., Dovzhenko V.N., Eremenko E.N. Regulirovanie rezhima raboty tsentrobezhnykh kompressorov ustanovok [Regulation of working regimes for centrifugal compressor plants]. Moscow, JSC "TsINTIkhimneftemash" Publ., 1982.

[8] Shishkin V.M. Povyshenie effektivnosti tsentrobezhnykh kompressorov obshchego naznacheniya pri rabote na nerashchetnykh rezhimakh izmeneniem zakrutki potoka v stupenyakh. Dis. kand. tekhn. nauk [Raising efficiency of general-purpose centrifugal compressors working in off-design regimes with changing swirl flow in stages. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Kazan, JSC "Kazankompressormash" Publ., JSC "NIIturbokompressor n.a. V.B. Sheppa" Publ., 1988 (in Russ.).

[9] Krutikov M.V., Ledkov D.E., Blinov V.L. [3D-scanning and development of centrifugal compressor RF-2BB-36R]. *Tr. Tretej nauch.-tekhn. konf. molodykh uchenykh UrFU* [Proc. 3rd Sc.-Tech. Conf. of UrFU Young Scientists]. Ekaterinburg, UrFU Publ., 2018, pp. 135–138 (in Russ.).

[10] Blinov V.L., Brodov Yu.M., Komarov O.V., et al. Setting the computational model parameters for multicriteria optimization task in 2D compressor airfoil. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics], 2015, no. 1, pp. 36–42 (in Russ.).

[11] Bogdanets S.V., Blinov V.L., Komarov O. V., et al. Validation of a CFD model of a single stage centrifugal compressor by local flow parameters. *EPJ Web Conf.*, 2019, vol. 196, art. 00026. DOI: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201919600026>

[12] Drozdov Yu.V., Lunev A.T. [Considering real properties of loaded gas in feature-based model of centrifugal stage]. *Mat. konf. "Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kom-*

pressornogo oborudovaniya” [Proc. Conf. “Consumers–Manufacturers of Compressots and Compressor Equipment”], 2004, pp. 213–219 (in Russ.).

[13] Shishelov V.S., Blinov V.L. [Analysis of gas-dynamic test results on 9.8–11.8 MPa final pressure for centrifugal natural gas compressors adjusted at “Bovanenkovo–Ukhta” and “Ukhta–Torzhok” main gaslines]. *Mat. Mezhdunar. konf. Rassokhinskie chteniya. Ch. 1* [Proc. Int. Conf. Rassokhin Readings. P. 1]. Ukhta, UGTU, 2017, pp. 265–271 (in Russ.).

[14] Shchurovskiy V.A., Sa’nikov S.Yu., Bartsev I.V., et al. Katalog gazodinamicheskikh kharakteristik TsBK prirodnogo gaza [Catalogue of gas-dynamic properties of natural gas centrifugal compressor]. Pos. Razvilka, VNIIGAZ Publ., 2005.

Krutikov M.V. — Master’s Degree Student, Department of Turbines and Engines, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (Mira ul. 19, Ekaterinburg, 620002 Russian Federation).

Blinov V.L. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Turbines and Engines, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (Mira ul. 19, Ekaterinburg, 620002 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Krutikov M.V., Blinov V.L. Numerical study of the flow in the flow path of a centrifugal natural gas compressor at different positions of the inlet guide vane. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2021, no. 2 (137), pp. 94–108 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-2-94-108>