

УДК 621.515.1

Г.А. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук; проф. СумГУ, Сумы;
И.В. ЮРКО, аспирант СумГУ, Сумы

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВХОДНОГО РЕГУЛИРУЮЩЕГО АППАРАТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Проведено исследование влияния основных геометрических параметров входного регулирующего аппарата (ВРА) на величину потерь и закрутку потока перед рабочим колесом центробежного компрессора. Разработаны параметрические модели подводящего канала и ВРА осевого типа с поворотными лопатками. Численное исследование проводилось в программном комплексе *ANSYS CFX* с использованием методов теории планирования экспериментов. Решена задача оптимизации входного регулирующего аппарата с подводящим каналом, где комплексной целевой функцией являлась минимизация суммарных потерь в ВРА и подводящем канале при задаваемых среднеинтегральных углах закрутки потока на входе в рабочее колесо.

Ключевые слова: компрессор, регулирование, планирование эксперимента, оптимизация.

Введение. Для регулирования стационарных центробежных компрессорных агрегатов все более широко используются входные регулирующие аппараты с поворотными лопатками, с помощью которых достигается требуемая закрутка потока на входе в рабочее колесо при изменении производительности компрессора. Профили лопаток ВРА симметричные и при больших углах поворота обтекаются со значительными потерями. Для уменьшения углов поворота лопаток при требуемой закрутке потока на входе в рабочее колесо, исходя из уравнения сохранения момента количества движения, следует целесообразность установки ВРА на возможно большем радиусе. При этом лопатки укорачиваются, и появляется необходимость установки кольцевого подводящего канала с криволинейными обводами. Задача рационального проектирования состоит в правильном подборе геометрических параметров всех элементов (радиуса установки ВРА, параметров лопаточной решетки, формы подводящего канала), обеспечивающих минимальные потери во всем диапазоне изменения углов поворота лопаток ВРА.

Решение сложных задач оптимизации в трехмерной постановке требует больших затрат машинного времени [1]. В связи с этим на предварительном этапе оптимизации целесообразно применять методы теории планирования эксперимента (ТПЭ), в частности полные факторные планы, греко-латинские квадраты и планы Бокса-Бенкена.

Постановка задачи и объект исследований. В связи с недостаточностью данных системных исследований решеток профилей с поворотными лопатками, кольцевых входных регулирующих аппаратов и подводящих каналов, в данной работе поставлена задача численного исследования этих элементов применительно к центробежным компрессорам с осерадиальными рабочими колесами.

Целью работы является получение формальных математических моделей в виде квадратичного полинома для изучения влияния основных геометрических параметров элементов на величину потерь и закрутки потока в них, а так же изучение возможности оптимизации данных элементов с применением методов ТПЭ.

На первом этапе осуществлялось проектирование и дальнейшее исследование подводящего канала для центробежного компрессора производительностью 5 кг/с. Рабочее колесо – осерадиальное, наружный диаметр $D_2 = 397$ мм, число лопаток $z = 16$, $d_{ВТ} = 94$ мм, $d_{ПЕР} = 235$ мм (см. рис. 1а).

© Г.А. Бондаренко, И.В. Юрко, 2013

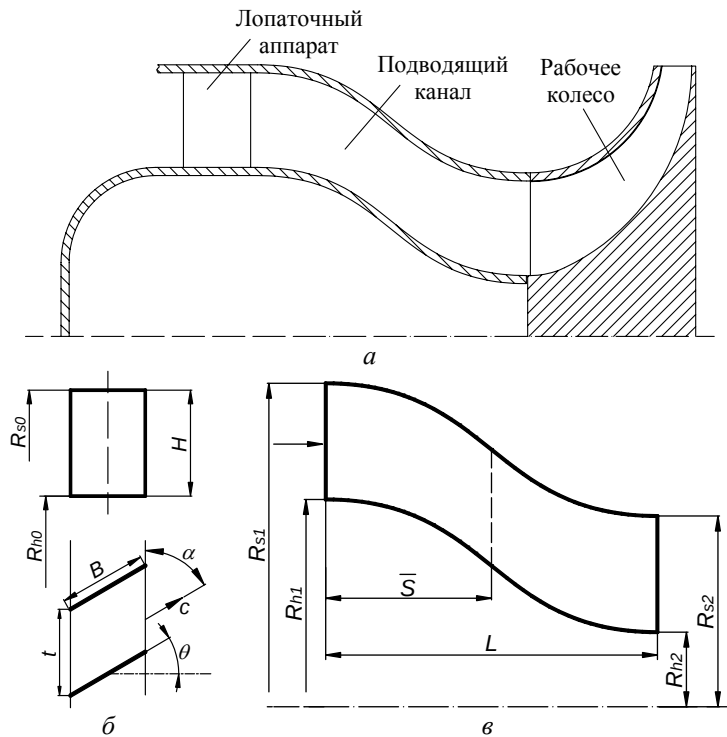


Рис. 1 – Объект исследования и основные геометрические параметры элементов:
а – общая схема; б – лопаточный аппарат ВРА;
в – кольцевой подводящий канал

Для обеспечения наиболее гибкого управления формой подводящего канала с использованием возможно минимального количества управляющих точек применялись рациональные *B*-сплайны, в частности кривые Безье третьего порядка. Основными преимуществами этих кривых является легкая параметризация расчетов, плавное изменение кривизны кривой и возможность создания меридиональных обводов любой формы с использованием всего лишь 4-х точек, две из которых соответствуют координатам начала и конца кривой, а остальные точки отвечают за форму изгиба. На входе и выходе из подводящего канала кривая располагалась

касательно оси абсцисс. Разработанная параметрическая модель включает следующие геометрические факторы: отношение среднеарифметических радиусов $\overline{Rr} = \frac{R_{s0} + R_{h0}}{R_{s1} + R_{h1}}$, и

площадей $\overline{Ar} = \frac{R_{s0}^2 - R_{h0}^2}{R_{s1}^2 - R_{h1}^2}$ входного и выходного сечений канала, осевая длина канала L ,

координаты точки перегиба канала $\overline{S}$ (см. рис. 1в). Диапазоны изменения входных критериев были приняты следующими: $\overline{Rr} = 1,2-2,6$, $L = 300-500$ мм, $\overline{S} = 35\%-65\%$ от длины канала.

Задача оптимизации состоит в отыскании такого допустимого, т.е. удовлетворяющего ограничениям, сочетания факторов, которое давало бы экстремальное значение целевой функции. Для получения формальной макромодели использовался аппарат регрессионного анализа и теории планирования эксперимента [2]. В качестве функциональной связи между геометрическими параметрами канала и выходными данными был выбран полином второго порядка вида:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j<i}^n a_{ij} x_i x_j .$$

Для построения квадратичной модели функции отклика необходимо варьирование независимых факторов как минимум на трех уровнях. Для исследования влияния трех факторов на трех уровнях требуется 27 опытов. Для сокращения количества опытов в производстве применяются симметричные некомпозиционные

планы Бокса-Бенкена, которые для трех факторов позволяют получить значения коэффициентов квадратичного полинома, используя только 13 опытов. План Бокса-Бенкена представляет собой часть полного трехуровневого плана второго порядка, который по статистическим характеристикам превосходит известные центрально-композиционные ортогональные и ротатабельные планы.

В данной работе расчетные точки вычислительного эксперимента выбирались по плану полного факторного эксперимента с дальнейшим сравнением с планом Бокса-Бенкена. В точках плана осуществлялось численное моделирование течения газа с применением программного комплекса *ANSYS CFX*. Комплекс хорошо зарекомендовал себя в турбомашиностроении при решении многих задач газовой динамики как стационарного, так и нестационарного характера [3, 4]. Задача принималась осесимметричной и решалась в квазитрехмерной постановке, на основе решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Моделирование турбулентных эффектов осуществлялось посредством *SST* модели Ментера [5]. Расчетная область подводящего канала описывалась тетраэдрической сеткой с призматическим слоем у стенок. Размер ближайшей к поверхности ячейке соответствовал безразмерной величине $y^+ < 2$. В качестве исходных данных для расчетов были приняты: полное давление, полная температура, угол закрутки потока на входе и массовый расход на выходе из расчетной области. Рабочее тело – вязкий сжимаемый воздух. Турбулентность потока на начальном участке 3 %. В качестве критерия сходимости принимается условие достижения максимальными невязками параметров течения значений ниже 10^{-5} , либо отсутствие больших осцилляций в значениях выходных параметров.

В результате численных расчетов определялись два выходных параметра: Среднеинтегральное значение угла выхода потока из канала

$$\alpha = \arctg\left(\frac{C_a}{C_u}\right),$$

где C_a и C_u – осевая и окружная составляющая абсолютной скорости.

Среднеинтегральное значение коэффициента потерь на выходе из канала

$$\zeta = \frac{P_0^* - P_1^*}{P_0^* - P_0},$$

где P_0^* , P_0 – полное и статическое давление на входе в канал; P_1^* – полное давление на выходе из канала.

Обработка результатов вычислительного эксперимента проводилась с применением программ *Microsoft Excel* и *Statistica*. Анализ расчетных точек показал, что поверхности отклика, созданные на основании полного факторного эксперимента и с использованием плана Бокса-Бенкена, практически не отличаются друг от друга. Проверка адекватности формальной макромодели показала, что относительная погрешность определения выходных параметров в расчетных точках составила меньше 1 %. Следовательно, можно сделать вывод о возможности применения планов Бокса-Бенкена, которые уменьшают количество расчетных точек для построения поверхности отклика и тем самым сокращают время расчета. Так же в результате анализа подтвердился тот факт, что с уменьшением интервала варьирования входных параметров, уменьшается остаточная дисперсия коэффициентов формальной макромодели. Ниже представлена диаграмма, показывающая значимость входных параметров для выходных критериев (см. рис. 2).

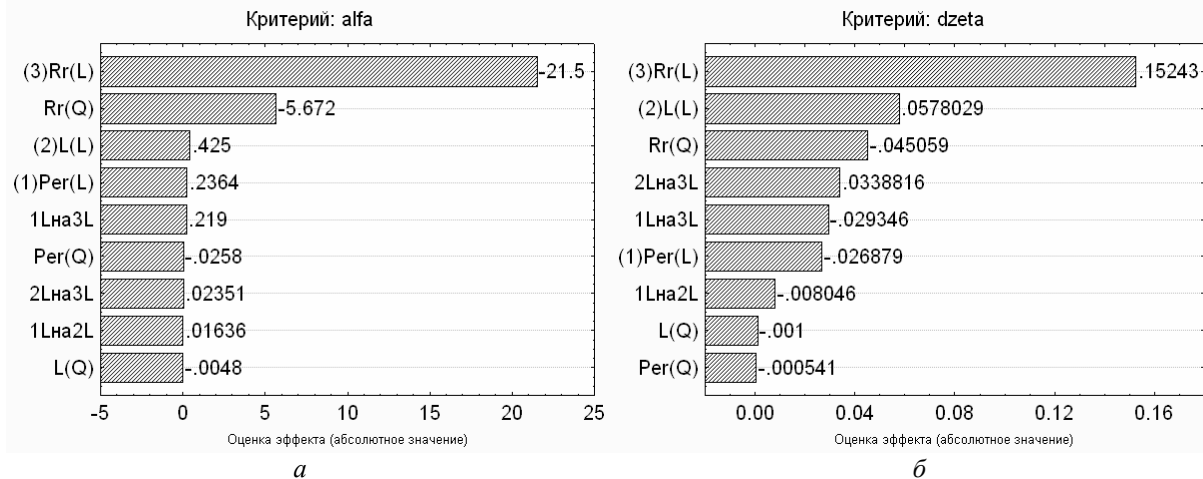


Рис. 2 – Діаграма значимости (чувствительности) эффектов:
 a – угол потока α ; b – коэффициент потерь ζ

Как видно из диаграммы, на величину угла выхода потока больше всего влияет параметр $\overline{Rr}$ (отношение средних радиусов входа к выходу). Остальные факторы и их сочетания являются статистически незначимыми. На коэффициент потерь в большей мере так же влияет параметр $\overline{Rr}$, а так же длина канала L и парное взаимодействие этих факторов.

Рассмотрение только интегральных параметров на выходе не достаточно для того чтобы сделать вывод о том, какая форма канала является наиболее эффективной с точки зрения обеспечения необходимой закрутки с минимальными потерями. Для этого были построены и проанализированы эпюры скоростей и углов закрутки по высоте канала для всех точек плана, что позволило сделать ряд рекомендаций для проектирования канала:

1) Целесообразно сокращать длину канала до минимума, так как она не влияет на величину закрутки, но существенно влияет на величину коэффициента потерь.

2) Чем дальше от входа находится точка перегиба канала, тем больше угол выхода потока и меньше коэффициент потерь, но менее равномерна по высоте канала эпюра осевой составляющей абсолютной скорости.

3) Повышение параметра $\overline{Rr}$ выше определенного значения не влияет на угол выхода потока. Так, при угле потока на входе $\alpha_1 = 45^\circ$, минимально возможный угол потока на выходе $\alpha_2 = 24^\circ$, при любом повышении $\overline{Rr}$.

4) При увеличении отношения площадей входа к выходу (параметр $\overline{Ar}$), угол потока на выходе увеличивается, а коэффициент потерь практически не изменяется. Поэтому для увеличения закрутки на выходе рекомендуется проектировать канал с одинаковой площадью на входе и выходе ($\overline{Ar} = 1$).

Учитывая все полученные рекомендации, была проведена многокритериальная оптимизация на основании функции желательности Харингтона с помощью программы *Statistica*. Для угла выхода потока равного 30° , была получена форма канала со значением критерия желательности равным 0,87 и со следующими параметрами: $\overline{Rr} = 1,97$; $\overline{Ar} = 1$; $L = 300$; $\overline{S} = 60$. Среднеинтегральный коэффициент потерь для данного варианта равен $\zeta = 0,116$. Для угла выхода потока 45° при оптимальных параметрах $\overline{Rr} = 1,92$, $\overline{Ar} = 1$, $L = 300$, $\overline{S} = 60$ среднеинтегральный коэффициент потерь равен $\zeta = 0,077$.

Данный подход был использован на втором этапе для оптимизации лопаточной решетки ВРА (см. рис. 1б).

Вопрос исследования решеток ВРА вызван крайне ограниченной информацией касательно влияния основных параметров решеток ВРА на выходные данные. В отличие от соплового аппарата турбины, который представляет собой неподвижно установленные в оптимальном положении лопатки с аэродинамически совершенным профилем, ВРА – решетка с лопатками симметричных профилей с переменным углом установки, который колеблется от 0° до 45° . Особенность исследуемых решеток заключается в том, что обтекание лопаток при таких переменных углах поворота заведомо не оптимально и тем больше, чем больше отклонение угла поворота от исходного (обычно совпадающего с направлением течения).

При таких углах атаки могут совершенно измениться представления об оптимальных значениях относительного шага решетки, количества лопаток, относительной высоты лопаток и пр. С целью выявления этих особенностей была поставлена задача численного расчета течения в решетках при изменяющихся геометрических параметрах.

Варьировались следующие параметры: число лопаток z , относительный шаг решетки $\bar{t}$ и отношение среднеарифметических радиусов $\overline{Rr}$. Площади входа и выхода из решетки были равны. Параметр $\overline{Rr}$ изначально предопределил высоту лопаток. Лопатки имели форму пластины толщиной $\delta = 4$ мм, входная и выходная кромки скруглены радиусом $r = 2$ мм. Длина лопаток изменялась от 20 мм до 114 мм, в зависимости от того какой относительный шаг требовалось получить при заданном числе лопаток. Исследованы решетки с углом установки $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ и 45° . В итоге был определен диапазон изменения входных параметров: $z = 15\text{--}35$; $\overline{Rr} = 1,2\text{--}2,6$; $\bar{t} = 0,8\text{--}1$. На выходе из лопаточной решетки, как и на предыдущем этапе, определялись два критерия: ζ и α . Был составлен полный трехфакторный план, в точках которого осуществлялось численное моделирование.

Из-за больших углов атаки при обтекании лопаточного аппарата, значения выходных критериев не сходились, а осциллировали относительно некоторого среднего значения. Амплитуда осцилляции возрастала с увеличением угла атаки. Так, для угла 30° амплитуда колебаний составила 2 % относительно среднего значения, а для угла 45° – 5 %.

Процедура обработки полученных данных была аналогична предыдущему этапу. Для всех точек плана, коэффициент потерь на выходе для угла атаки 0° находился в диапазоне $\zeta = 0,066\text{--}0,147$, для $\theta = 15^\circ$ $\zeta = 0,127\text{--}0,206$, для $\theta = 30^\circ$ $\zeta = 0,308\text{--}0,407$, а для $\theta = 45^\circ$, из-за появления существенных срывных зон коэффициент ζ возрос до значений $0,82\text{--}1,15$. Среднеинтегральный угол потока на выходе из колеса находился в диапазоне $\alpha = 70^\circ\text{--}73^\circ$ для $\theta = 15^\circ$, $\alpha = 50^\circ\text{--}55^\circ$ для $\theta = 30^\circ$, и $\alpha = 33^\circ\text{--}37^\circ$ для $\theta = 45^\circ$. По результатам расчетов была составлена формальная макромодель и построены поверхности отклика. Анализируя результаты можно сделать ряд заключений:

1) При разном значении $\overline{Rr}$ влияние числа лопаток z и относительного шага $\bar{t}$ на выходные критерии изменяется. Для $\overline{Rr} = 1,2$ коэффициент потерь возрастает с увеличением z и уменьшением $\bar{t}$, а для $\overline{Rr} = 2,6$ – наоборот.

2) При увеличении $\overline{Rr}$ меньшим коэффициентом потерь обладает аппарат с большим числом лопаток, а при уменьшении $\overline{Rr}$ эффективнее лопаточный аппарат с меньшим количеством лопаток для любого относительно шага.

3) По мере увеличения значения параметра $\overline{Rr}$ влияние факторов $\bar{t}$ и z на величину закрутки потока α на выходе увеличивается.

4) При значении параметра $\overline{Rr} = 1,2$ и максимальном числе лопаток $z = 35$ закрутка потока больше, когда относительный шаг $\bar{t} = 1$, а в случае, когда $\overline{Rr} = 2,6$ закрутка потока больше при $\bar{t} = 0,8$. Наибольшее влияние на величину закрутки оказывает число лопаток.

Полученные выводы хорошо согласуются с физической картиной течения. При увеличении количества лопаток, на меньшем радиусе, сокращается хорда лопатки и соответственно возрастает значение безразмерной высоты H/B до 3, где преобладают пространственные отрывные течения по всей высоте лопатки, особенно у втулочной зоны из-за действия положительного градиента давления. Но при этом закрутка потока из-за стеснения увеличивается. На большем радиусе при уменьшении количества лопаток длина хорды увеличивается, а безразмерная высота уменьшается до 0,3, что влечет за собой повышенные потери на трение о лопатку и появление развитого отрыва потока на начальном участке лопатки, соединяющимся с закомочным следом. Поток здесь закручивается меньше, из-за малой нагруженности лопаточного аппарата.

При проведении многокритериальной оптимизации лопаточного аппарата с углом установки $\theta = 30^\circ$ было определено, что максимальная закрутка потока при минимальном коэффициенте потерь достигается при следующих значениях входных факторов: $\overline{Rr} = 1,2$, $z = 15$, $\bar{t} = 0,9$. Для этого варианта $\alpha = 53^\circ$ и $\zeta = 0,31$. Для угла установки лопаток $\theta = 45^\circ$ при оптимальных параметрах $\overline{Rr} = 2,6$, $z = 30$, $\bar{t} = 0,8$ критерии $\alpha = 34^\circ$ и $\zeta = 0,83$. Существенно, что для разных углов установки оптимальные параметры решетки оказались различными.

Полученные результаты относятся только к изолированной решетке, и ранее было показано, что подводящий канал с большим значением $\overline{Rr}$ может существенно увеличить закрутку потока, создаваемую лопаточным аппаратом. На завершающем этапе был проведен расчет совместно лопаточного аппарата и подводящего канала при трёх значениях параметра $\overline{Rr}$: 1,2; 1,9; 2,6. Для каждого варианта были подобраны

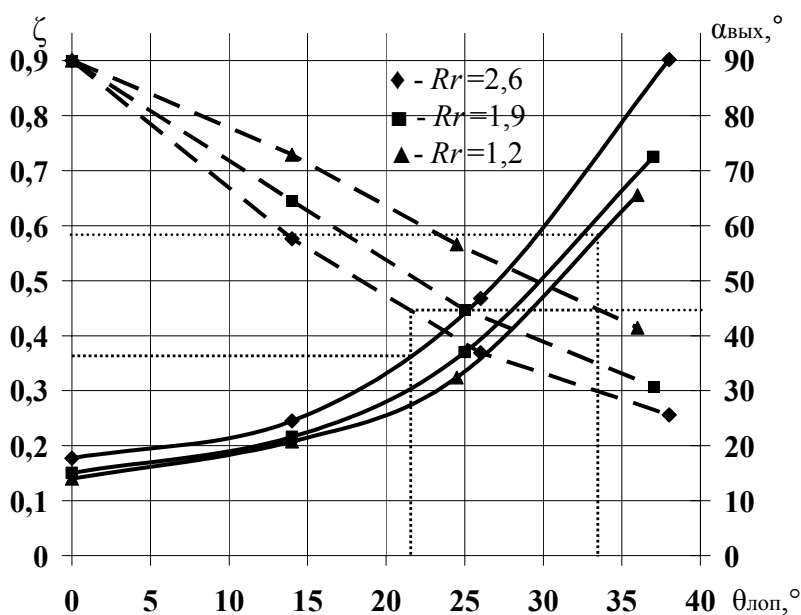


Рис. 3 – Расчетные характеристики ВПА:
сплошная линия – ζ ; пунктирная линия – α

оптимизированные в отдельности лопаточные аппараты и подводящие каналы.

Окончательные графики коэффициента потерь и угла потока на выходе из ВПА представлены на рис. 3.

Если сравнивать коэффициент потерь, определенный для совместной работы подводящего канала и лопаточного аппарата, то он оказался больше суммы потерь элементов, рассчитан-

ных по отдельности. Это объясняется тем, что при совместной работе элементов закрученный лопатками поток поступает в подводящий канал уже с потерями и в канале эти потери усиливаются.

Как видно, из рис. 3. для обеспечения необходимой закрутки потока на входе в рабочее колесо ($\alpha = 45^\circ$) с минимальными потерями, целесообразно угол установки лопаточного аппарата уменьшать, а «докручивать» поток за счет размещения самого аппарата на большем радиусе. Величина, на которую необходимо поднять аппарат будет зависеть от необходимой глубины регулирования центробежного компрессора.

Выводы. Получены формальные математические модели лопаточного аппарата и подводящего канала, исследование которых позволило выявить взаимосвязи между геометрическими параметрами элементов и выходными критериями. Выполнена многокритериальная оптимизация, которая позволила найти геометрические параметры подводящего канала и лопаточного аппарата, обеспечивающие необходимую закрутку потока на выходе при минимальном коэффициенте потерь. Предложенный подход может успешно применяться для дальнейшей оптимизации элементов компрессорной ступени с ВРА.

Список литературы: 1. Бойко, А.В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с. – ISBN 966-593-228-4. 2. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – 280 с. 3. Шелковский, М.Ю. Верификация программного комплекса *ANSYS CFX* для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре [Текст] // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/10 (57). – С. 60-65. – ISSN 1729-3774. 4. Ануров, Ю.М. Численный анализ возможностей 2-D и 3-D методов проектирования осевых турбомашин [Текст] / Ю.М. Ануров, С.О. Беляева, В.А. Коваль, Е.А. Ковалева, С.В. Ярославцев // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/5 (40). – С. 12-18. – ISSN 1729-3774. 5. Menter, F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications [Text] / F.R. Menter // AIAA J. – 1994. – 32, № 18. – P. 1598-1605.

Поступила в редколлегию 25.01.13

УДК 621.515.1

Оптимизация параметрической модели входного регулирующего аппарата центробежного компрессора [Текст] / Г.А. Бондаренко, И.В. Юрко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 43-49. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено дослідження впливу основних геометричних параметрів вхідного регулюючого апарату (ВРА) на величину втрат і закрутку потоку перед робочим колесом відцентрового компресора. Розроблено параметричні моделі підвідного каналу і ВРА осьового типу з поворотними лопатками. Чисельне дослідження проводилося в програмному комплексі *ANSYS CFX* з використанням методів теорії планування експериментів. Розв'язана задача оптимізації вхідного регулюючого апарату з підвідним каналом, де комплексної цільової функцією була мінімізація сумарних втрат в ВРА і підвідному каналі при заданих середньоінтегральних кутах закрутки потоку на вході в робоче колесо.

Ключові слова: компресор, регулювання, планування експерименту, оптимізація.

Research of influence of the basic geometric parameters on losses and a swirling flow in front of the impeller of the adjustable centrifugal compressor is performed. Parametrical models of the inlet duct and axial inlet guide vane (IGV) with rotary blades are developed. Numerical research was carried out in the software system *ANSYS CFX* with using the methods of the theory of design of experiments (DOE). An optimization of the inlet guide vanes with inlet duct where complex criterion function was minimization of total losses in IGV and the inlet duct at defined angles average integral swirl flow at the inlet of the impeller is solved.

Keywords: compressor, operation, design of experiments, optimization.