

Investigation of Inlet Guide Vane Efficiency in Centrifugal Compressors for the Turbo Refrigeration Machines

Danilishin A.M., Kozhukhov Y. V., Fateeva E.S., Aksenov A.A.

ITMO University

Saint-Petersburg, Russian Federation

Abstract. The article investigates the influence of geometric parameters of inlet guide vanes (IGVs), including blade profiling and design features, on their operational efficiency. IGVs are widely used in centrifugal compressors of turbo-refrigeration machines with various refrigerants to control compressor performance by adjusting flow swirl at the impeller inlet. The purpose of the study was to determine the effect of the shape and angle of curvature of the IGV blade profile on its effectiveness when creating a flow swirl at the inlet to the impeller. The study provides theoretical foundations of how inlet swirl affects the aerodynamic characteristics of centrifugal compressor stages. The research method was numerical optimization by computational gas dynamics of the IGV blade profile. The computational domain for numerical experiments consisted of an axial inlet duct with IGV, a mixed-flow impeller, and a vaneless diffuser. Simulations were performed using ideal air as the working fluid under specified inlet atmospheric pressure and outlet mass flow conditions. Approximately 120 IGV flow path configurations were analyzed at four different vane positions. Performance characteristics were derived from numerical simulations, including IGV loss coefficients as functions of dimensionless geometric parameters and blade shapes. The study established correlations between IGV design variants and performance characteristics, enabling the development of optimal design recommendations. The most significant finding reveals how IGV blade curvature angle critically affects swirl generation efficiency at the impeller inlet. These results contribute to improved efficiency of centrifugal compressors with IGVs in turbo-refrigeration machines using various refrigerants.

Keywords: inlet guide vane (IGV), centrifugal compressor, turbo-refrigeration machine, CFD simulation, optimization, blade profiling.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2025.3-67.07>

UDC: 621.515

Studiul eficienței paletelor de ghidare a admisiei, pentru compresoarele centrifuge ale mașinilor turbo-refrigeratoare

Danilișin A.M., Kozuhov Y. V., Fateeva E.S., Aksenov A.A.

Universitatea ITMO, Sankt Petersburg, Federația Rusă

Rezumat. Articolul este dedicat cercetării influenței parametrilor geometrici ai dispozitivului de ghidare a admisiei (DGA), inclusiv profilarea paletelor și caracteristicile de design, asupra eficienței lor operaționale. DGA-urile sunt utilizate pe scară largă în compresoarele centrifuge ale instalațiilor de turbo-frigorifice cu diverși agenți frigorifici pentru a controla performanța compresorului prin reglarea vârtejului de curgere la intrarea rotorului. Scopul studiului a fost de a determina efectul formei și unghiului de curbura al profilului paletelor IGV asupra eficacității sale la crearea unui vârtej de curgere la intrarea în rotor. Studiul oferă baze teoretice ale modului în care vârtejul de admisie afectează caracteristicile aerodinamice ale treptelor compresorului centrifugal. Metoda de cercetare a fost optimizarea numerică prin dinamica computațională a gazelor a profilului paletelor IGV. Domeniul computațional pentru experimentele numerice a constat dintr-o conductă axială de admisie cu IGV, un rotor cu flux mixt și un difuzor fără palete. Simulările au fost efectuate folosind aer ideal ca fluid de lucru în condiții specificate de presiune atmosferică la intrare și debit masic la ieșire. Aproximativ 120 de configurații ale traseului de curgere al IGV au fost analizate la patru poziții diferite ale paletelor. Caracteristicile de performanță au fost derivate din simulări numerice, inclusiv coeficienții de pierdere IGV ca funcții ale parametrilor geometrici adimensionali și ale formelor paletelor. Studiul a stabilit corelații între variantele de proiectare ale IGV și caracteristicile de performanță, permițând dezvoltarea unor recomandări optime de proiectare. Cea mai semnificativă constatare dezvăluie modul în care unghiul de curbura al paletelor IGV afectează critic eficiența generării de turbionare la intrarea rotorului. Aceste rezultate contribuie la îmbunătățirea eficienței compresoarelor centrifuge cu IGV în mașinile de turbo-refrigerare care utilizează diverși agenți frigorifici.

Cuvinte-cheie: paletă de ghidare a admisiei (IGV), compresor centrifugal, mașină turbo-refrigerantă, simulare CFD, optimizare, profilare de pale.

Исследование эффективности входного регулирующего аппарата для центробежных компрессоров турбохолодильных машин

Данилишин А.М., Кожухов Ю.В., Фатеева Е.С., Аксенов А.А.

Университет ИТМО, Санкт-Петербург, Российская Федерация

Аннотация. Статья посвящена исследованию влияния на эффективность входного регулирующего аппарата (ВРА) его геометрических параметров, включая профилирование лопаток и особенности конструктивного исполнения. Входной регулирующий аппарат центробежных компрессоров широко применяется для регулирования газодинамических характеристик центробежного компрессора турбохолодильных машин с различными хладагентами посредством изменения закрутки потока на входе в рабочее колесо. Целью исследования являлось определение влияния формы и угла изогнутости профиля лопатки ВРА на его эффективность при создании закрутки на входе в рабочее колесо. В статье приводятся теоретические обоснования влияния закрутки потока на входе на газодинамические характеристики ступеней центробежных компрессоров. Рассмотрены конструктивное исполнение и способ профилирования лопаточных аппаратов входных регулирующих аппаратов. Методом исследования являлась численная оптимизация методами вычислительной газодинамики профиля лопаток ВРА. Расчетная модель проточной части для численного эксперимента состоит из осевого входного патрубка с входным регулирующим аппаратом, осерадиального рабочего колеса и безлопаточного диффузора. Моделирование проведено на модельном газе – идеальном воздухе при заданном атмосферном давлении на входе и массовом расходе на выходе. Всего на этапе численной оптимизации проведен численный эксперимент для порядка 120 вариантов проточных частей ВРА при четырех различных положениях лопаток. Построенные рабочие характеристики ВРА по результатам численного моделирования позволили выявить зависимость коэффициенты потерь ВРА от его геометрических безразмерных параметров и формы лопаток. Представлена серия зависимостей рабочих характеристик ВРА от его вариантов исполнения, позволившая разработать рекомендации по оптимальному проектированию ВРА. Наиболее важным результатом исследования является определение влияния угла изогнутости профиля лопатки ВРА на его эффективность при создании закрутки на входе в рабочее колесо. Значимость полученных результатов заключается в повышении эффективности центробежных компрессоров с входным регулирующим аппаратом для турбохолодильных машин с различными хладагентами.

Ключевые слова: входной регулирующий аппарат, центробежный компрессор, турбохолодильная машина, CFD-моделирование, оптимизация, профилирование лопаток.

ВВЕДЕНИЕ

В фреоновых турбохолодильных машинах часто применяется способ регулирования производительности центробежного компрессора с помощью изменения закрутки потока на входе в рабочее колесо [1], [2], [3]. Для создания закрутки применяются входные регулирующие аппараты (далее - ВРА), которые могут быть осевыми (ОВРА) или радиальными (РВРА). Меридиональное сечение входного регулирующего аппарата изображено на рисунке 1. Согласно основному уравнению турбомашин положительная закрутка $c_{u1} > 0$ в направлении вращения рабочего колеса уменьшает теоретический напор h_t , а отрицательная закрутка $c_{u1} < 0$ в направлении против вращения, наоборот, увеличивает теоретический напор.

$$h_t = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1, \quad (1)$$

где c_{u1} — закрутка потока на диаметре D_1 ; c_{u2} — закрутка потока на диаметре D_2 ; u_1 — окружная скорость на диаметре D_1 ; u_2 — окружная скорость на диаметре D_2 .

Таким образом, при изменении производительности центробежного компрессора возможно обеспечить безударный вход на лопатки рабочего колеса. При отрицательной закрутке характеристика ступени смещается в сторону больших расходов. При положительной закрутке характеристика ступени смещается в сторону меньших расходов. Вследствие этого увеличивается диапазон экономичной и устойчивой зоны работы. Так, в экспериментах [4] получено увеличение помпажного запаса за счет применения ОВРА. На рисунке 2 представлен треугольник скоростей на входе в рабочее колесо при увеличении и уменьшении расходной составляющей относительно расчетного режима, при сохранении безударного входа, за счет закрутки потока. Следует учитывать, что в лопатках ВРА

возникает отставание потока и угол выхода лопаток не совпадает с углом потока. Изменение закрутки потока многофакторно

влияет на работу центробежной компрессорной ступени.

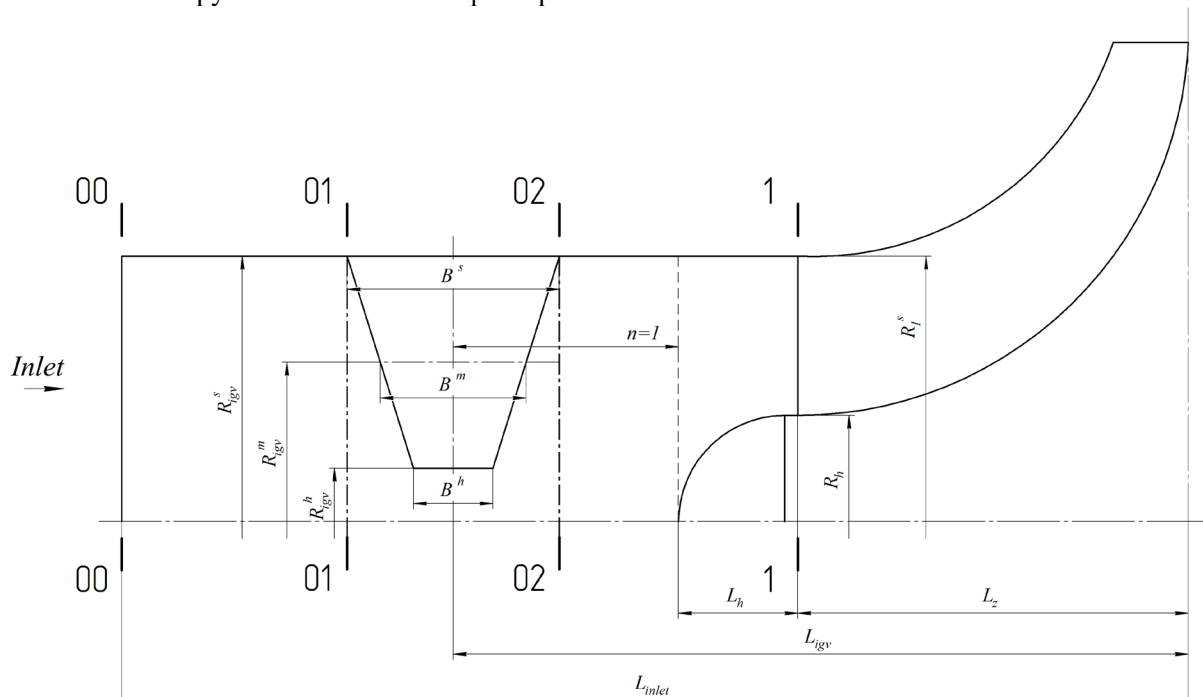


Рис.1. Схема меридионального сечения ВРА с контрольными сечениями.

Fig. 1. Meridional section diagram of IGV with control sections.

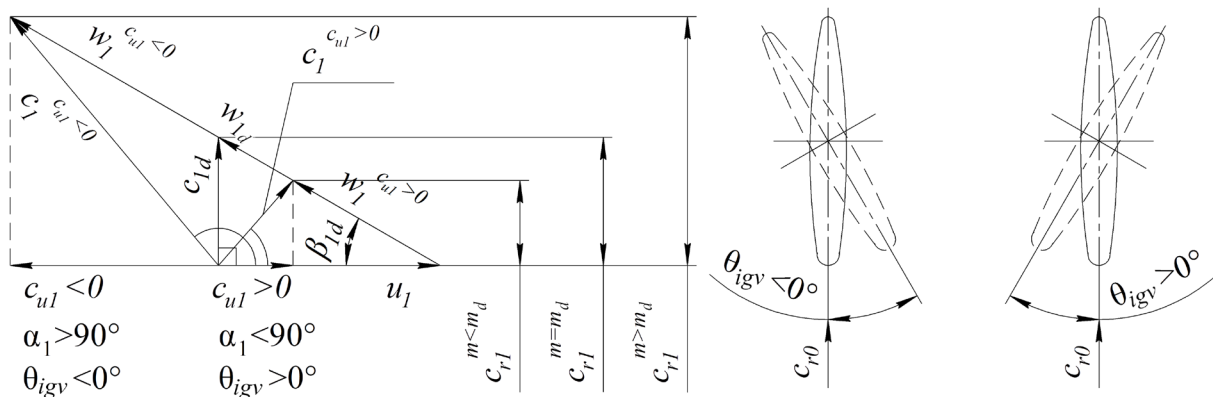


Рис.2. Треугольник скоростей на входе в рабочее колесо при изменении производительности и создании положительной и отрицательной закрутки при сохранении безударного режима течения.

Fig. 2. Velocity triangle at impeller inlet under varying flow rates with positive and negative swirl while maintaining shock-free flow conditions.

По данным исследователей Ленинградского политехнического института глубина регулирования радиальным ВРА выше, чем осевым, но при этом потери выше и раскрутка потока больше, а также их сложнее изготовить. В исследовании [5] применение РВРА снижает окружную неравномерность перед входом в рабочее колесо и способствует увеличению эффективности входного устройства и рабочего колеса.

Также следует учесть, что при применении радиального ВРА поток меняет свою закрутку по условию $r \cdot c_u = \text{const}$. Опыт верификации и валидации результатов моделирования с помощью CFD методов центробежных компрессорных ступеней с ВРА представлен в [6], [7], [8], [9], [10]. Наиболее распространены симметричные профили [3], [4]. В экспериментальном исследовании нескольких профилей ВРА [11]

получено, что наиболее эффективный профиль является асимметричный S – образный профиль с укороченной хордой, компенсируемой большим изгибом и увеличенной толщиной лопатки, лучше всего работающий при отрицательной, и чуть хуже при положительной закрутке. Улучшение профиля лопатки с помощью методов CFD-оптимизации — это сейчас эффективный способ повышения регулирующей способности ВРА. Течения в пристеночной области являются источником вторичных потерь. Вихрь, образующийся на выпуклой стороне лопатки, описан в работе [12] в ходе исследования пристеночных течений. С помощью оптимизации в [13] получено более равномерное распределение поля давления, а вихрь на выпуклой стороне лопатки на входе полностью исчезает. Влияние оказывает расстояние ВРА от входа в рабочее колесо [14], уменьшение закрутки потока на участке между ВРА и рабочим колесом. Исследование эффектов для поворачивающихся лопаток осевых ВРА, такие как ротор-статорное взаимодействие (клокинг-эффект) показало [15], [16], что влияние на эффективность и отношение давлений оказалось мало. В рассмотренных работах угол поворота лопатки ВРА $\theta_{впа}$ составляет от -20° до $+75^\circ$. Численное исследование влияния торцевого (или радиального) зазора между корпусом и лопаткой ВРА на эффективность ступени выполнено в [17]. Отмечено негативное влияние торцевого зазора на регулирующую способность ВРА, и предложено уменьшать негативный эффект за счет специального профилирования соединения лопатки ВРА с поворотным механизмом, а также формы проточной части патрубка между ВРА и рабочим колесом. Способы пересчета газодинамических характеристик представлены в работах [18], [19], [20], [21], [22].

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Для профилирования лопатки входного регулирующего аппарата используется схема, изображенная на рисунке 3 и методика, описанная в работе [23].

Задается хорда профиля B , м, угол изгиба профиля лопатки θ , град.

Безразмерное расстояние, соответствующее максимальной стреле прогиба средней линии:

$$\bar{B}_f = \bar{B}_f / B \quad (2)$$

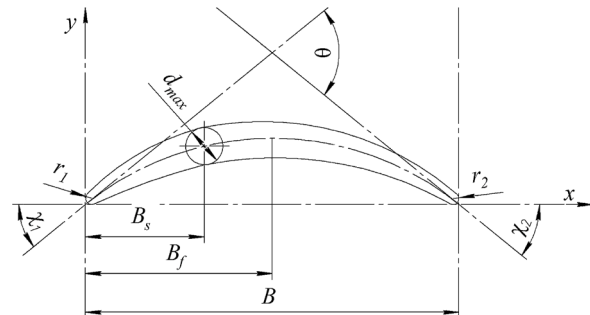


Рис.3. Схема профиля лопатки входного регулирующего аппарата.

Fig. 3. Blade profile diagram of inlet guide vane.

Безразмерное расстояние, соответствующее максимальной толщине профиля:

$$\bar{B}_s = \bar{B}_s / B \quad (3)$$

Направление входной кромки относительно хорды:

$$\chi_1 = 0,5 \cdot \theta \left[1 + 2(1 - 2 \cdot \bar{B}_f) \right] \quad (4)$$

Направление выходной кромки относительно хорды:

$$\chi_2 = \theta - \chi_1 \quad (5)$$

Максимальная толщина профиля:

$$d_{max} = K_{del} \cdot B \quad (6)$$

Радиус входной кромки:

$$r_1 = K_{r1} \cdot d_{max} \quad (7)$$

Радиус выходной кромки:

$$r_2 = K_{r2} \cdot d_{max} \quad (8)$$

Коэффициент параболы:

$$A = 0,5 \cdot (\text{ctg} \chi_1 - \text{ctg} \chi_2) \quad (9)$$

Коэффициент параболы C:

$$C = B \quad (10)$$

Коэффициент параболы D:

$$D = B \cdot \text{ctg} \chi_1 \quad (11)$$

Координаты средней линии по оси y:

$$y = \frac{C \cdot x - x^2}{2A \cdot x + D} \quad (12)$$

Число калибров

$$n = L_{\text{igv}} / B^m \quad (13)$$

Безразмерная густота лопаток:

$$\bar{t} = 2\pi R_{\text{igv}} / B / z_{\text{igv}} \quad (14)$$

Форма профиля образуется путем задания семи параметров B , $\bar{B}_f$, $\bar{B}_s$, K_{del} , K_{r1} , K_{r2} , θ в трех сечениях по высоте.

Моделирование и оптимизация рабочего процесса осуществлялось с помощью вычислительного комплекса Ansys CFX V18.0 [24] для центробежной компрессорной ступени с ВРА для холодильных машин, работающих на разных видах хладагентов, таких как диоксид углерода, фреон, аммиак и т.д. Диаметр рабочего колеса $D_2 = 280$ мм., число лопаток $z_{\text{рк}}=16$, угол лопаток на входе на среднем радиусе $\beta_{n1}=41,2^\circ$, угол лопаток на выходе $\beta_{n2}=68^\circ$, окружная скорость $u_2=316$ м/с, торцевой зазор между лопатками рабочего колеса и неподвижной обоймы корпуса составляет 0,4 мм. Расчетная модель проточной части (см. рис. 4) состоит из трех элементов концевой ступени, для которых построена расчетная сетка: 1-входной патрубком с ВРА – 707882 элементов; 2-рабочее колесо – 1218710 элементов; 3-безлопаточный диффузор – 907078 элементов. Размер первого пристеночного слоя выбран так, чтобы значение пристеночной координаты составляло не более $y^+ < 2$. Установлены межсеточные интерфейсы *Frozen rotor* между входным патрубком с ВРА и рабочим колесом, между рабочим колесом и безлопаточным диффузором. На данном этапе исследования расчеты производились на модельном газе –

идеальном воздухе «Air ideal gas», при заданном атмосферном давлении на входе и массовом расходе на выходе. Использована модель турбулентности SST [25]. Сходимость решения контролировалось падением уровня невязок, схождением небалансов и точек мониторинга. Все расчетные точки достигли сходимости решения.

Контрольные сечения расположены за рабочим колесом 2-2 и безлопаточным диффузором 4-4, а также согласно рисунку 1 в сечениях 0-0, 01-01, 02-02, 1-1.

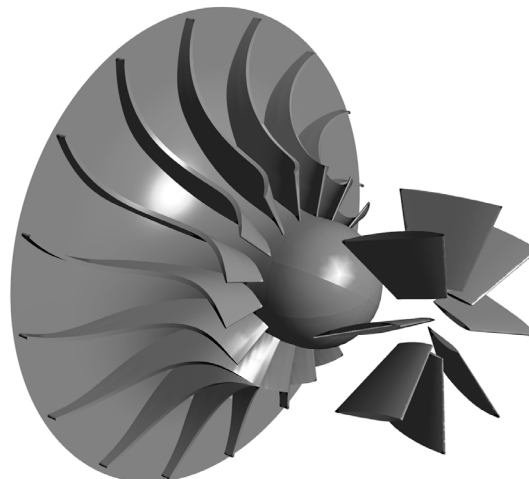


Рис.4. Модель рабочего колеса с ВРА.

Fig. 4. Impeller model with IGV.

Для количественной оценки регулирующей способности ВРА авторы [13] предлагают использовать коэффициент предварительной закрутки λ , при этом чем больше значение λ при определенном угле установки, тем лучше:

$$\lambda = \bar{V}_\theta / \bar{V}_z, \quad (15)$$

где $\bar{V}_\theta$ – окружная составляющая абсолютной скорости, $\bar{V}_z$ – осевая составляющая абсолютной скорости на выходе ВРА.

При рассмотрении треугольника скоростей условие $\Delta\alpha = 0$ соблюдается при:

$$\lambda = \text{tg} \alpha_{02} = c_{u02} / c_{r02} \text{ при } c_{u1} > 0 \quad (16)$$

$$\lambda = \text{tg}(180 - \alpha_{02}) = c_{u02} / c_{r02} \text{ при } c_{u1} < 0 \quad (17)$$

Соответственно в рамках данной задачи мы будем использовать определенные значения λ , соответствующие равенству угла потока за ВРА α_{02} и углу установки ВРА $\theta_{\text{вра}}$. Большие значения λ , соответствующие перекрутке

потока в ВРА выше угла установки не рассматриваются.

Поэтому критериями оптимизации выбраны:

коэффициент потерь ВРА:

$$\zeta_{\text{igv}} = 2 \cdot (p_{01}^* - p_{02}^*) / c_{01}^2 / \rho_{01} \rightarrow \min, \quad (18)$$

угол уменьшения закрутки (или угол раскрутки) потока после ВРА на участке между ВРА и РК:

$$\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_{02} \rightarrow \min, \quad (19)$$

угол поворота потока в ВРА:

$$\Delta\theta = \alpha_{01} - \alpha_{02} \rightarrow \theta_{\text{вpa}} = 20^\circ. \quad (20)$$

Всего можно задать 23 параметра определяющих профиль. Для уменьшения трудоемкости вычислений принято, что варьируемые параметры $\bar{B}_f \in [0,2;0,8]$, $\bar{B}_s \in [0,2;0,8]$, $K_{\text{del}} \in [0,08;0,2]$, $K_{r1} \in [0,12;0,2]$, $K_{r2} \in [0,06;0,2]$, $\theta \in [0^\circ;40^\circ]$ будут меняться в указанных диапазонах одинаково для трех сечений. Профилирование лопатки ВРА по радиусу выполнено по закону $c_u \cdot r = \text{const}$ при $c_z \cdot r = \text{const}$. Таким образом, число параметров сокращается до 9. Расчетная оптимизация проводилась в два этапа.

На первом этапе для четырех значений $\bar{B}$ определялся оптимальный профиль лопатки ВРА путем варьирования 6 параметров: $\bar{B}_f$, $\bar{B}_s$, K_{del} , K_{r1} , K_{r2} , θ .

На втором этапе для четырех оптимальных профилей варьировалось значение числа лопаток $z_{\text{igv}} \in [4;10]$ и числа калибров от входа рабочего колеса $n \in [0;3]$. Затем выполняется анализ результатов, выбирается наилучший профиль лопатки для каждого значения B/D_2 .

Расчеты первого этапа проводились для режима близкому к безударному $i \approx \pm 2^\circ$ на входе на лопатки осерадиального рабочего колеса при угле поворота ВРА $\theta_{\text{вpa}} = +20^\circ$, числе лопаток $z_{\text{вpa}} = 8$ и числе калибров $n = 0$. Для предотвращения касания лопаток при повороте лопаток ВРА, определены предельные значения относительного шага лопаточной решетки ВРА при $\theta_{\text{вpa}} = \pm 40^\circ$ $\bar{t} = 0,685$ и предельное значение при $\theta_{\text{вpa}} = \pm 20^\circ$ $\bar{t} = 0,343$ при. Таким образом, вычислены значения относительной хорды лопатки ВРА $B/D_2 = 0,05; 0,10; 0,15; 0,20$, которым

соответствуют следующие значения относительного шага лопаточной решетки ВРА $\bar{t} = 2,74; 1,37; 0,91; 0,685$. Для каждого значения B/D_2 рассчитано порядка 120 вариантов проточных частей профилей лопаток ВРА. Из рассчитанной выборки были отобраны по 18 оптимальных вариантов для B/D_2 , обеспечивающие минимальный коэффициент потерь и угол поворота потока близкий к заданному, т.е. $\theta_{\text{вpa}} = +20^\circ$. На рисунке 5 представлены данные обработки результатов моделирования, представляющие собой зависимости критериев оптимизации от варьируемых параметров. Цель обработки – выявить влияние параметров для выработки рекомендаций при выполнении профилирования лопатки ВРА. Анализ графиков на рисунке 5а-б показывает статистическую квадратичную взаимосвязь критериев от угла изогнутости профиля θ , минимальный уровень потерь наблюдается в диапазоне $10^\circ < \theta < 30^\circ$. Отмечается сильное влияние на угол поворота потока в ВРА длины хорды профиля B/D_2 , значения ниже 0,1 недостаточно для эффективного поворота потока по углу установки ВРА, хотя при этих значениях наблюдаются минимальные уровни потерь (см. рис. 5-7). Изменение коэффициента максимальной толщины профиля $K_{\text{del}} > 0,12$ ведет уменьшению угла потока до $5^\circ - 8^\circ$ (см. рис. 5 е). Коэффициенты радиусов входной и выходной кромки K_{r1} , K_{r2} не оказывают сильного влияния (см. рис. 6а-е). Судя по графикам рисунков 7а-е оптимальный диапазон параметров $\bar{B}_f$ и $\bar{B}_s$ находится в пределах от 0,3 до 0,6. В таблицу 1 отобраны наиболее оптимальные параметры для проведения моделирования с изменением числа калибров и лопаток. На рисунке 8 представлены результаты обработки данных второго этапа.

***Таблица 1. Отобранные параметры для второго этапа.**

Tab. 1. Selected parameters for the second stage.

#	B/D_2	$\bar{B}_f$	$\bar{B}_s$	K_d	K_{r1}	K_{r2}	$\theta, ^\circ$
1	0,05	0,3	0,6	0,10	0,12	0,12	20
2	0,10	0,5	0,4	0,08	0,12	0,18	25
3	0,15	0,4	0,4	0,10	0,16	0,12	20
4	0,20	0,3	0,3	0,08	0,08	0,06	15

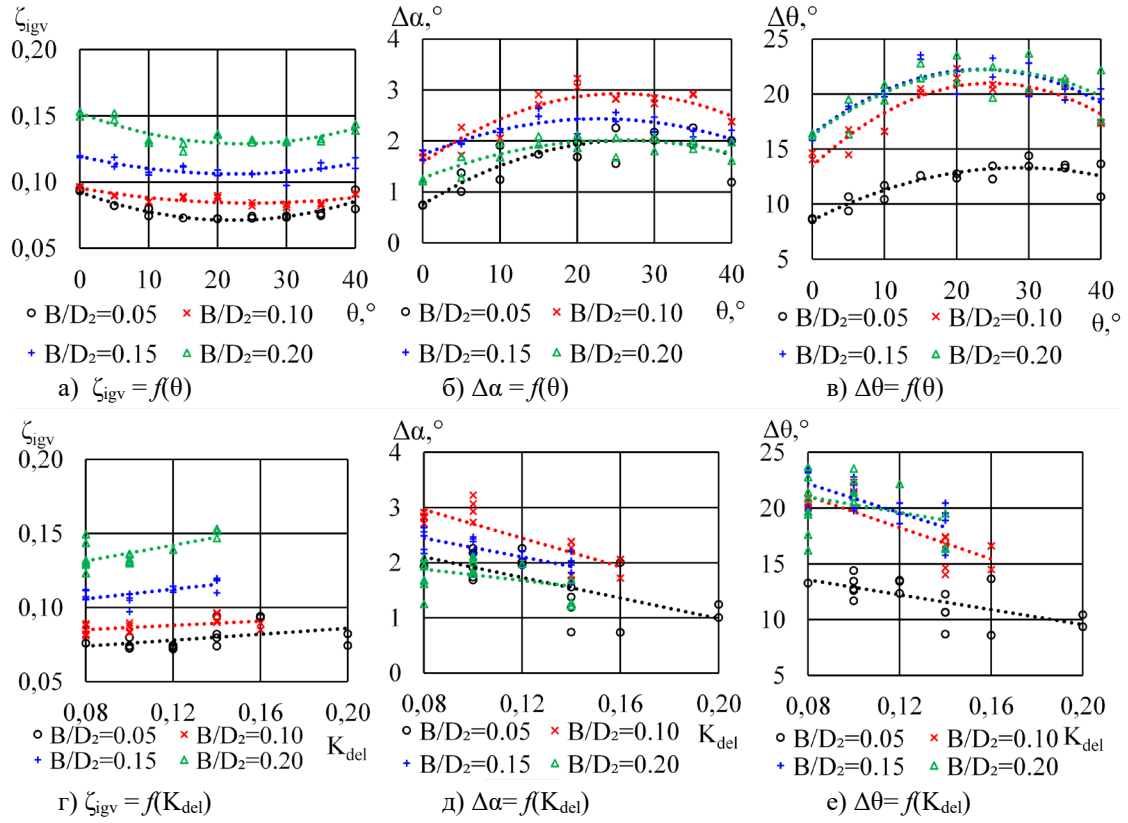


Рис. 5. Результаты моделирования ВРА на первом этапе для θ и K_{del} .

Fig. 5. IGV simulation results at the first stage for the θ and K_{del} .

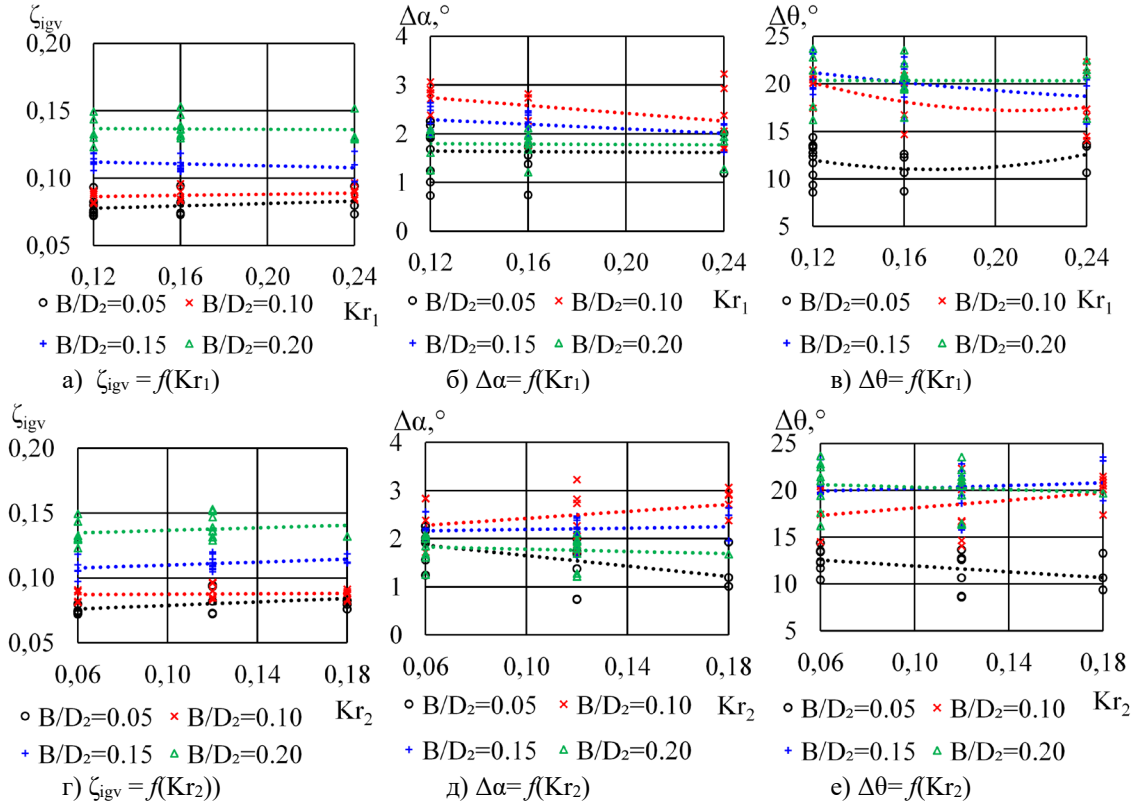


Рис. 6. Результаты моделирования ВРА на первом этапе для Kr_1 и Kr_2 .

Fig. 6. IGV simulation results at the first stage for the Kr_1 and Kr_2 .

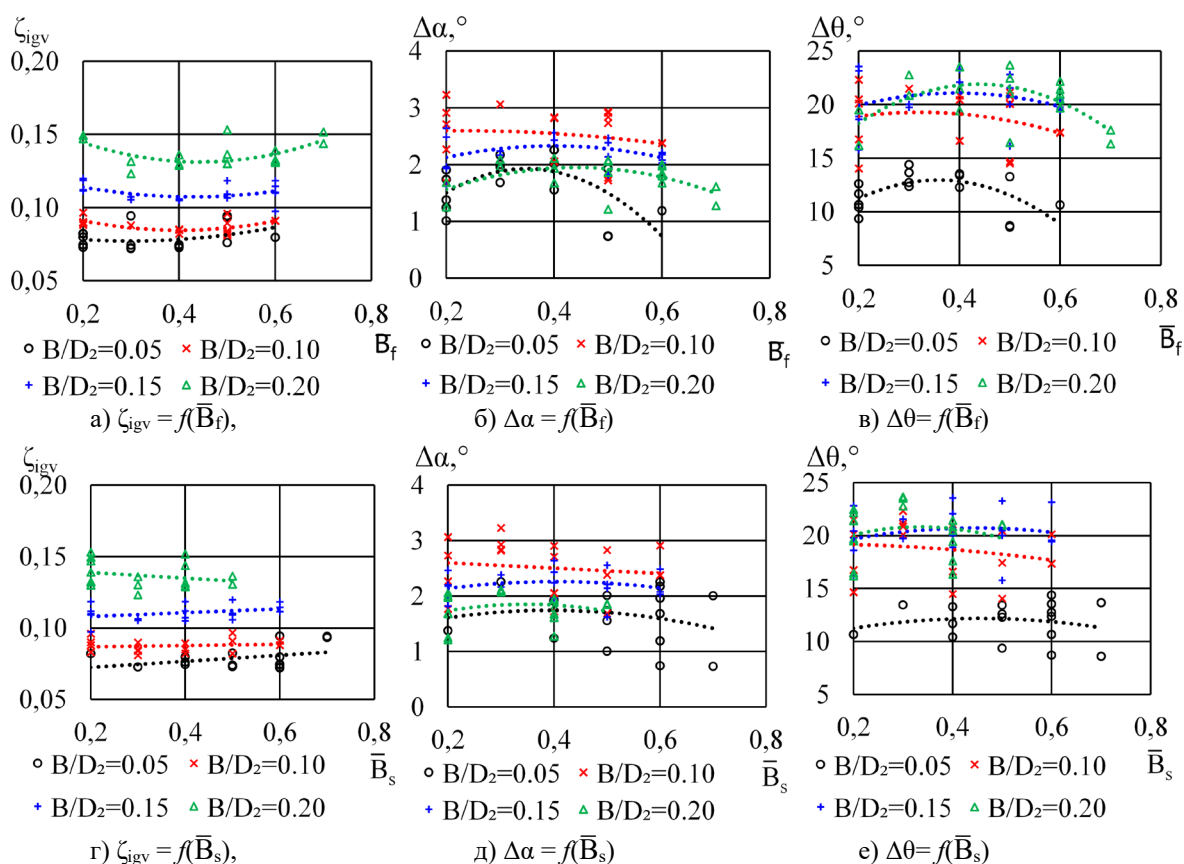

 Рис. 7. Результаты моделирования ВРА на первом этапе для $\bar{B}_f$ и $\bar{B}_s$.

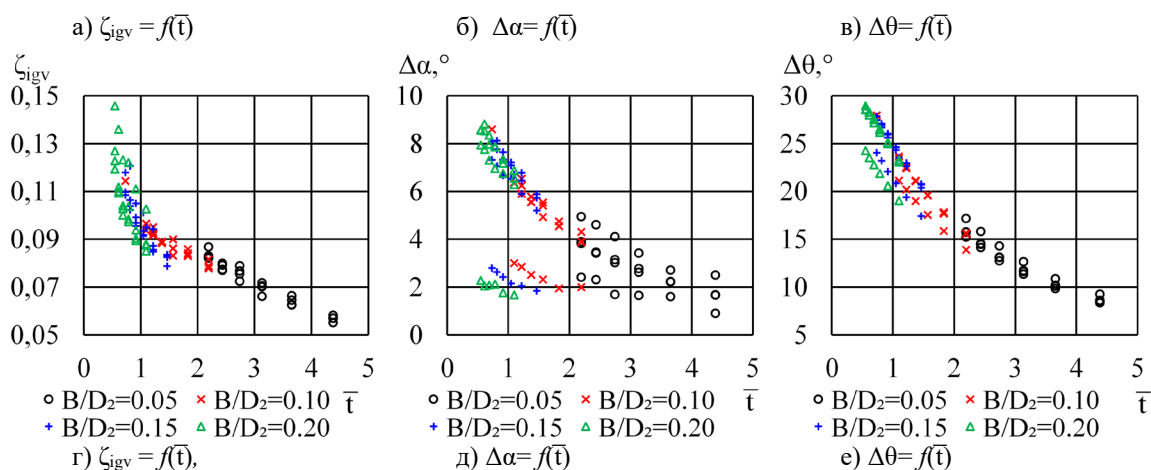
 Fig. 7. IGV simulation results at the first stage for the $\bar{B}_f$ and $\bar{B}_s$.


Рис. 8. Результаты моделирования ВРА на втором этапе.

Fig. 8. IGV simulation results at the second stage.

Из анализа второго этапа видно, что оптимальное число калибров находится в диапазоне от 0 до 1 при $\bar{t}=1$.

Значения безразмерной густоты лопаток $\bar{t}$ ниже 1 ведет к резкому увеличению коэффициента потерь и угла раскрутки потока на участке между ВРА и рабочим

колесом. Значительное увеличение $\bar{t} > 1,5$ ведет к уменьшению угла поворота потока.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведено исследование влияния геометрических параметров входного регулирующего аппарата (ВРА) с определением корреляции варьируемых

параметров на критерии эффективности. Произведена оценка влияния конструктивных параметров на эффективность ВРА. Методом CFD-моделирования проанализировано 120 вариантов профилей лопаток ВРА при четырех значениях хорды B , что позволило выявить оптимальные параметры для профилирования: угол изгиба профиля ($10\text{--}30^\circ$), относительную хорду ($B/D_2 > 0,1$) и густоту решетки ($\bar{t} \approx 1$). Установлено, что максимальная толщина профиля ($K_{del} > 0,12$)

снижает угол поворота потока на $5\text{--}8^\circ$, а положение максимального прогиба ($\bar{B}_f = 0,3\text{--}0,6$) минимизирует потери. Наилучшие результаты достигнуты при числе калибров $0\text{--}1$. Полученные данные позволяют оптимизировать ВРА для снижения потерь и улучшения закрутки потока. Дальнейшие исследования будут направлены на оценку характеристик компрессора с выбранными профилями ВРА при работе на реальных хладагентах.

Литература (References)

- [1] Cambio M., "Performance Analysis of a Two-Stage Refrigeration Centrifugal Compressor With Variable Inlet Guide Vanes on Both Stages (2000). International Compressor Engineering Conference. Paper 1370."
- [2] Xu C., Fan C., Zhang Z., and Mao Y., "Numerical study of wake and potential interactions in a two-stage centrifugal refrigeration compressor," *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*, vol. 15, no. 1, pp. 313–327, Jan. 2021, doi: 10.1080/19942060.2021.1875887.
- [3] Hsu C.-N. and Wang S.-H., "Evaluating the Performance of Water Chillers Equipped with Constant- or Variable-Frequency Centrifugal Compressors," *Processes*, vol. 9, no. 6, p. 1039, Jun. 2021, doi: 10.3390/pr9061039.
- [4] Rodgers C., "Centrifugal Compressor Inlet Guide Vanes for Increased Surge Margin," *J. Turbomach.*, vol. 113, no. 4, pp. 696–702, Oct. 1991, doi: 10.1115/1.2929136.
- [5] Sezal I. et al., "Introduction of Circumferentially Nonuniform Variable Guide Vanes in the Inlet Plenum of a Centrifugal Compressor for Minimum Losses and Flow Distortion," *J. Turbomach.*, vol. 138, no. 9, Sep. 2016, doi: 10.1115/1.4032884.
- [6] Anbarsooz M., Amiri M., Erfanian A., and Benini E., "Effects of number of inlet guide vanes on the aerodynamic performance of a centrifugal compressor," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 236, no. 5, pp. 1006–1019, Aug. 2022, doi: 10.1177/09576509211026824.
- [7] Karabanova V. V., Vanyashov A. D., and Yusha V. L., "Some features of implementation of design model of high-pressure centrifugal compressor stage with inlet guide vanes," *Omsk Sci. Bull. Ser. Aviat. Power Eng.*, vol. 3, no. 2, pp. 62–70, 2019, doi: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-62-70.
- [8] Tan J., Wang X., Qi D., and Wang R., "The effects of radial inlet with splitters on the performance of variable inlet guide vanes in a centrifugal compressor stage," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 225, no. 9, pp. 2089–2105, Sep. 2011, doi: 10.1177/0954406211407799.
- [9] Händel D., Niehuis R., and Rockstroh U., "Aerodynamic Investigations of a Variable Inlet Guide Vane With Symmetric Profile," in *Volume 2A: Turbomachinery*, American Society of Mechanical Engineers, Jun. 2014. doi: 10.1115/GT2014-26900.
- [10] Li S., Liu Y., Omid M., Zhang C., and Li H., "Numerical Investigation of Transient Flow Characteristics in a Centrifugal Compressor Stage with Variable Inlet Guide Vanes at Low Mass Flow Rates," *Energies*, vol. 14, no. 23, p. 7906, Nov. 2021, doi: 10.3390/en14237906.
- [11] Mohseni A., Goldhahn E., Van den Braembussche R. A., and Seume J. R., "Novel IGV Designs for Centrifugal Compressors and Their Interaction With the Impeller," *J. Turbomach.*, vol. 134, no. 2, Mar. 2012, doi: 10.1115/1.4003235.
- [12] Lampert P., "Investigation of endwall flows and losses in axial turbines. Part II. The effect of geometrical and flow parameters, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 47(4):829–853".
- [13] Sun Q., Ji C., Fang J., Li C., and Zhang X., "Optimization Design of IGV Profile in Centrifugal Compressor," *Math. Probl. Eng.*, vol. 2017, pp. 1–9, 2017, doi: 10.1155/2017/8437325.
- [14] Gherman B., Gall M., Popa V. A., and Sterie V.-A., "IGV position optimization for centrifugal blower," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 400, p. 042025, Sep. 2018, doi: 10.1088/1757-899X/400/4/042025.
- [15] Jiang H., Xi G., Gong W.-Q., and Zhang W., "IGV wake effect in centrifugal compressor," *Exp. Tech.*, vol. 35, no. 5, pp. 41–52, Sep. 2011, doi: 10.1111/j.1747-1567.2010.00620.x.
- [16] Xin J. C., Wang X. F., Zhou L. S., and Yang S. H., "Numerical Investigation of Adjustable Inlet Guide Vane with Trailing Edge's Self-Induced Blowing in Compressors," *Dongbei Daxue Xuebao/Journal Northeast. Univ.*, vol. 39, no. 7, pp. 1011–1016, 2018, doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2018.07.020.
- [17] Sun Q., Wang H., Zhu J., Ji C., Li C., and Yao

- K., "Influence of Tip Clearance on Centrifugal Compressor IGV Regulation and Improvement," J. Therm. Sci., vol. 30, no. 3, pp. 1025–1033, May 2021, doi: 10.1007/s11630-020-1343-x.
- [18] Nisenfeld A. E., Centrifugal compressors, Principle of operation and control. 1982.
- [19] Coppinger M. and Swain E., "Performance prediction of an industrial centrifugal compressor inlet guide vane system," Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy, vol. 214, no. 2, pp. 153–164, Mar. 2000, doi: 10.1243/0957650001538254.
- [20] Vanyashov A. D. and Grekhnev A.V., "Teoreticheskoe poluchenie gazodinamicheskikh harakteristik vysokonapornoj centrobezhnoj kompressornoj stupeni pri izmenenii ugla povorota lopatok vhodnogo napravlyayushchego apparata. [Theoretical determination of the gas-dynamic characteristics of a high-pressure centrifugal compressor stage with variations in the blade angle of the inlet guide vane] Omsk Sci. Bull. Ser. Aviat. Power Eng., vol. 113, no. 3, pp. 122–166, 2012.
- [21] Najjar Y. S. H. and Akeel S. A. M. S., "Effect of Preshirl on the Performance of Centrifugal Compressors," Int. J. Rotating Mach., vol. 8, no. 6, pp. 397–401, Nov. 2002, doi: 10.1080/10236210214326.
- [22] Xin J., Liu X., Liu F., Wang Y., Tian Z., and Lu H., "Study on the influence of variable inlet guide vane slot on the aerodynamic performance in air storage centrifugal compressor," J. Energy Storage, vol. 90, p. 111907, Jun. 2024, doi: 10.1016/j.est.2024.111907.
- [23] "Seleznnev K.P. et al. Teoriya i raschet turbokompressorov. [Theory and design of the turbocompressors]. L.: Mashinostroenie, 1986."
- [24] "DesignXplorer User's Guide ANSYS, Inc. Release 18.0 January 2017 SAS IP, Inc. p.p. 318".
- [25] Menter F. R., "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," AIAA J., 1994, doi: 10.2514/3.12149.

Сведения об авторах.



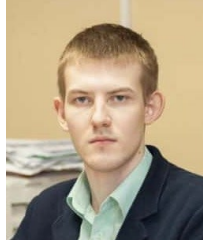
Данилишин Алексей Михайлович, к.т.н., доцент университета ИТМО. Область научных интересов: численное моделирование, центробежные компрессоры, турбохолодильные машины, турбодетандеры. E-mail: danilishin_am@mail.ru



Фатеева Екатерина Сергеевна, аспирант университета ИТМО. Область научных интересов: компрессорная и холодильная техника, системы транспорта и переработки газа. E-mail: ekaterina.s.fateeva@gmail.com



Кожухов Юрий Владимирович, к.т.н., доцент университета ИТМО. Область научных интересов: компрессорная и холодильная техника, системы транспорта и переработки газа, декарбонизация энергетики. E-mail: kozuhkov_yv@mail.ru



Аксенов Алексей Александрович, преподаватель университета ИТМО. Область научных интересов: компрессорная и холодильная техника, цифровые двойники компрессорных станций. E-mail: aksenovaax@mail.ru