

doi: 10.32620/oikit.2020.87.11

УДК 629.7.03

И.И. Редин, М.А. Шевченко

Систематизация и обобщение теоретических и экспериментальных данных по эффективности надроторного устройства в осевом компрессоре

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт», Украина*

Проведена систематизация физических моделей течения в периферийной области рабочих колес осевого компрессора. На основе экспериментальных и численных исследований проанализированы особенности течения в дозвуковых и трансзвуковых рабочих колесах. Сформулированы сходные особенности пристеночного течения на периферии дозвуковых и трансзвуковых рабочих колес. Отражены характерные области и отдельные особенности пристеночного течения в них, которые выявлены в экспериментальных исследованиях структуры течения на периферии венцов рабочих колес. Представлен анализ влияния кольцевых канавок в наружной стенке корпуса осевого компрессора на течение в проточной части дозвукового и трансзвукового рабочих колес. Изложен предположительный механизм воздействия течения в полости кольцевой канавки на основное течение в периферийной области проточной части рабочего колеса осевого компрессора. Предложен подход к обобщению экспериментальных данных исследований ступеней осевого компрессора с надроторным устройством на основе выбранной фундаментальной системы безразмерных параметров, характеризующих основные особенности пристеночного течения в периферийной области рабочего колеса. С помощью предложенного подхода получены зависимости влияния надроторного устройства на границу газодинамической устойчивости и коэффициент полезного действия. Обнаружено, что при увеличении чисел Рейнольдса $Re_{\Delta r} > 400$ уменьшается эффективность надроторного устройства в виде кольцевых канавок в стенке корпуса осевого компрессора на границу газодинамической устойчивости. Показано существование области режимов аэродинамической эффективности надроторного устройства в виде кольцевых канавок в корпусе. В этой области существует оптимальный режим, когда достигается максимальный эффект по коэффициенту полезного действия при установке надроторного устройства в виде кольцевых канавок. Полученное обобщение позволяет на стадии принятия проектных решений оценить эффективность надроторного устройства в виде кольцевых канавок в корпусе при использовании его в дозвуковых и трансзвуковых рабочих колесах ступеней осевого компрессора.

Ключевые слова: надроторное устройство, пристеночное течение, запас газодинамической устойчивости, осевой компрессор.

Введение

Углубление представлений о реальной картине течения в проточной части турбомашин связано с рассмотрением взаимодействия пограничных слоев на ограничивающих торцевых поверхностях и невязкого ядра потока. Это обусловлено тем, что пристеночные области характеризуются существенно трехмерным характером течения [1 – 3] и в них сосредоточено от 30 до 50 % всех потерь, возникающих в лопаточном венце турбомшины.

1 Постановка проблемы и анализ публикаций

Еще с 1971 года [4] и до настоящего времени применение надроторных устройств (НРУ) признано одним из эффективных способов повышения газоди-

намической устойчивости (ГДУ) осевого компрессора.

Надроторные устройства в виде дискретных щелей в стенке корпуса с присоединённым объемом [4 – 7] обеспечивают значительное увеличение запаса ГДУ при существенной потере эффективности [5, 8, 9]. Надроторное устройство в виде одной или нескольких кольцевых канавок (КК) («лабиринтного типа») в стенке корпуса компрессора с полостями, расположенными перпендикулярно оси вращения ротора [10, 4, 11 – 14], приводит не только к меньшему увеличению запаса ГДУ, но и к меньшим потерям эффективности [14].

В работах [16 – 19] исследовано влияние позиции и размеров одиночной КК прямоугольного сечения. Авторы этих работ обнаружили, что КК, расположенная на расстоянии 20 % осевой проекции хорды от входа в рабочее колесо (РК), является наилучшей позицией для данного типа НРУ. В работе [19] также численно показано, что КК расширяет рабочий диапазон устойчивых режимов осевого компрессора биротативного типа.

Результаты исследований по оптимальной позиции одиночной КК согласуются с результатами, полученными авторами работ [20, 21], в которых отображены натурные испытания ступени ОК, многоступенчатого осевого компрессора (МОК) и турбовального двигателя АИ–24 с НРУ в виде одиночной КК, установленной над РК всех ступеней. Ширина КК составляла 20 % осевой проекции хорды, и КК располагалась над входной кромкой РК. Получен рост КПД компрессора, что согласуется с результатами работ [22, 7]. Это обусловило улучшение топливной эффективности двигателя АИ–24. При этом увеличен диапазон его газодинамической устойчивости.

Помимо применения НРУ в виде КК в дозвуковых ступенях компрессора их начали широко использовать в трансзвуковых роторах (NASA Rotor 37) [23 – 27]. В численных исследованиях [23 – 27] рост запаса ГДУ достигал 40 %. Публикации, охватывающие как экспериментальные, так и численные исследования трансзвуковых роторов с КК [28, 29], показывают, что взаимодействие скачка уплотнения и вихря, стекающего с входной кромки профиля (ВКП) концевого сечения РК, играет важную роль в формировании характера отрывного течения потока в трансзвуковых компрессорах. В работе [30] представлено численное исследование влияния НРУ (в виде одиночной КК) на пристеночное течение трех различных трансзвуковых роторов. Во всех трех случаях авторы получили значимое увеличение запаса ГДУ при незначительном росте эффективности. В исследовании отмечено, что НРУ в виде КК благоприятно влияет на взаимодействие скачка уплотнения и вихря с ВКП.

В работах [18, 31] проведены численные параметрические исследования влияния НРУ (в виде одиночной КК) в составе NASA Rotor 37. Исследовано влияние глубины и расположения вдоль хорды КК на ГДУ и КПД РК. Было показано, что максимальная эффективность КК достигается при определенном объеме полости КК, что согласуется с результатами [32].

В работе [33] представлены верифицированные экспериментом численные исследования эффективности НРУ в виде одиночной КК и рециркуляционного надроторного устройства (РЦ НРУ). Положение передней стенки КК – на 20 % осевой проекции хорды от входной кромки профиля вниз по потоку. Положение выходного канала РЦ НРУ – также 20 % осевой проекции хорды от входной кромки профиля вниз по потоку. Эффект использования РЦ НРУ с точки зрения аэродинамических характеристик близок к эффекту одиночной КК с оп-

тимальной геометрией [32], однако с технологической стороны изготовление РЦ НРУ довольно трудоемко.

Помимо описанных выше теоретических и экспериментальных исследований применения НРУ в виде КК, такое устройство уже реализовано практически в ТРДДФ F110-GE-132 (рис. 1) [34].

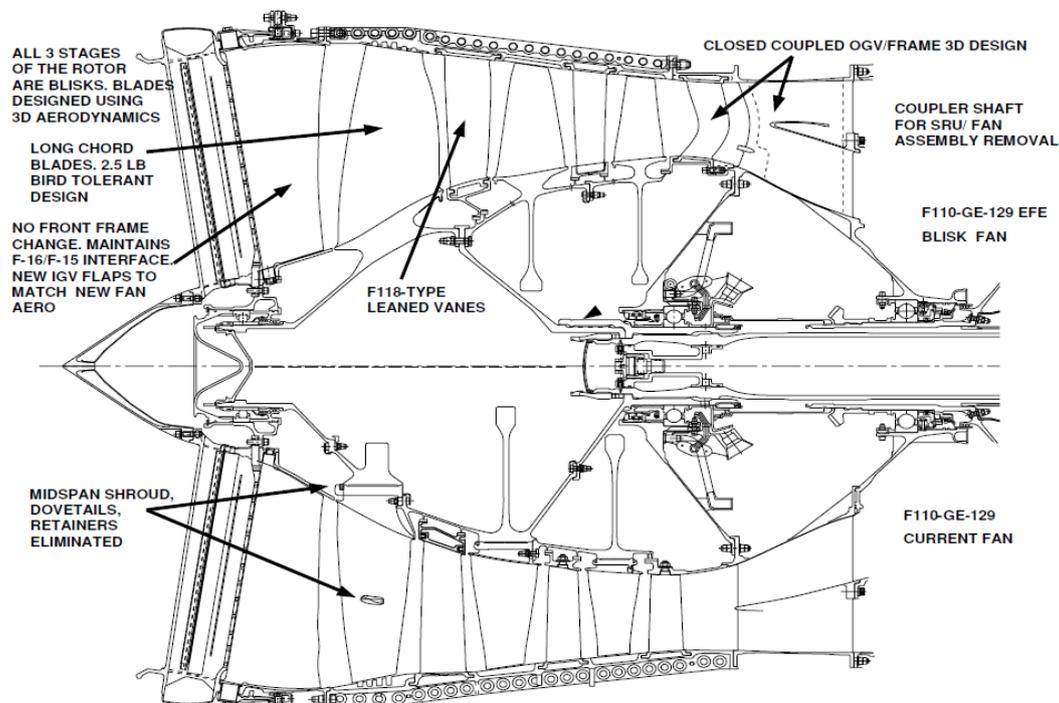


Рис. 1. Модификации вентилятора двигателей F110-GE-129 EFE и F110-GE-129

С начала 1970 годов накоплен значительный теоретический и экспериментальный материал, который требует систематизации и обобщения. Необходим метод, позволяющий на стадии проектирования газотурбинного двигателя проводить оценку эффективности применения НРУ в виде КК. Представляет интерес сходство характерных зон пристеночной области течения в дозвуковых и трансзвуковых роторах.

Целями данной работы являются:

- уточнение физических моделей пристеночного течения как дозвуковых, так и трансзвуковых РК;
- влияние на характер течения в пристеночной области РК с НРУ в виде одиночной КК;
- проведение систематизации и обобщения теоретических и экспериментальных данных по эффективности НРУ в осевом компрессоре.

2 Особенности пристеночного течения в периферийной области РК осевого компрессора

В периферийной области РК ОК существуют характерные зоны пристеночного течения со своими характерными особенностями. Анализ этих особенностей можно провести на основе экспериментальных и численных исследований структуры течения на периферии венцов рабочих колес.

2.1 Особенности пристеночного течения в периферийной области РК с дозвуковой концевой решеткой (предсрывной режим)

Физическая модель течения сформулирована на основе анализа работы [3], в которой проведено обширное численное трехмерное исследование влияния НРУ на пристеночное течение (донные линии тока на стенке корпуса) на различных режимах работы ОК по расходу. Расчетная модель была верифицирована по результатам физического эксперимента.

Независимо от расхода качественная картина разделения области течения идентична. При уменьшении расхода через РК входная фронтальная линия разделения (ВФЛР) с увеличением градиента давления на стенке корпуса перемещается ко входу решетки. При этом увеличивается область обратного течения (рис. 2).

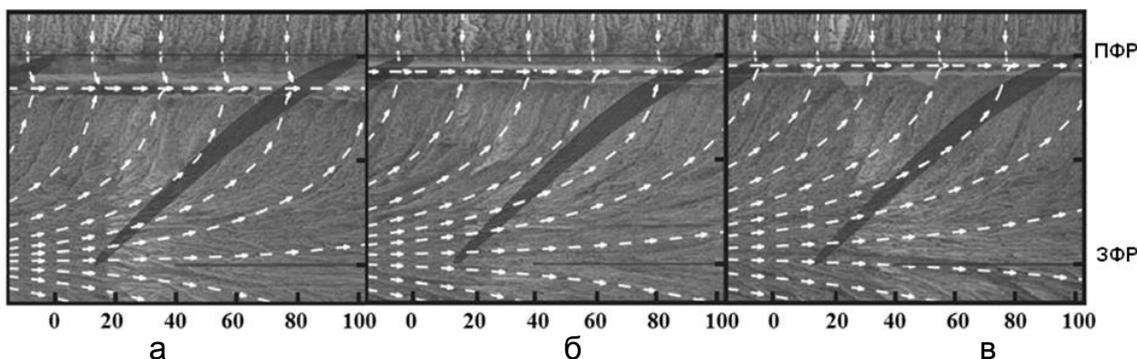


Рис. 2. Векторное поле абсолютной скорости на расстоянии 5% радиального зазора от стенки корпуса ОК (наложенное на экспериментальную визуализацию) [3]. Режимы по расходу: а – оптимальный; б – промежуточный; в – у границы ГДУ

Анализ пристеночного течения (рис. 3) показывает, что пространственный масштаб вихря от ВКП (на стороне разряжения) по мере дросселирования увеличивается. Втекающие в него линии тока в нескольких точках растекаются на три характерных направления: вдоль стороны давления; в тангенциальном направлении от стороны давления к стороне разряжения соседней лопатки (поперечный градиент в межлопаточном канале) и перетекание через радиальный зазор (РЗ) с существенной противоточной компонентой (рис. 3).

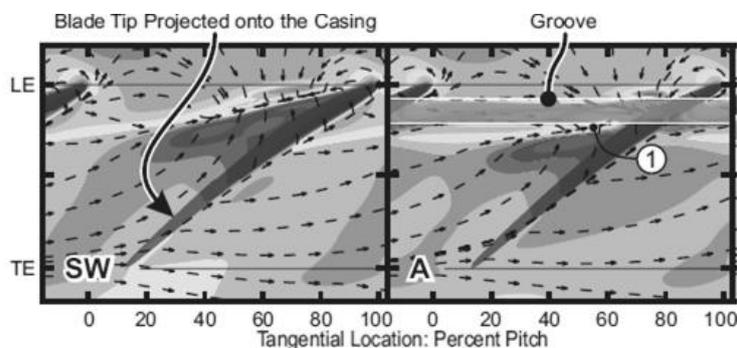


Рис. 3. Векторное поле абсолютной скорости на расстоянии 5% радиального зазора от стенки корпуса ОК на режиме, близком к срывному (в варианте стенки корпуса с ГПЧ и КК) [16]

2.2 Особенности пристеночного течения в периферийной области РК со сверхзвуковой концевой решеткой (предсрывной режим)

Анализ течения в периферийной области сверхзвукового РК проведен на основе численного эксперимента по исследованию NASA Rotor 37 [35, 36]. Модель течения построена и верифицирована на базе результатов работ [18, 30, 31, 33].

Картина пристеночного течения в периферийной области NASA Rotor 37 носит зонный характер, как и в случае [3].

Анализ полученных данных, представленных в [18, 34], показывает, что перетекание через РЗ начинается в конце первой четверти хорды лопатки, причем максимальные значения расхода достигаются на середине хорды.

Характерной отличительной особенностью является появление скачка уплотнения, который взаимодействует с вихрем (на стороне разряжения), идущим от ВКП вглубь канала (рис. 4). На предсрывном режиме работы РК на область их взаимодействия оказывает дополнительное влияние противоточное отрывное течение у стенки корпуса ОК [37]. В результате формируется обширная область срывного течения в межлопаточном канале с образованием вихря перетекания в радиальном зазоре (рис. 5, в).

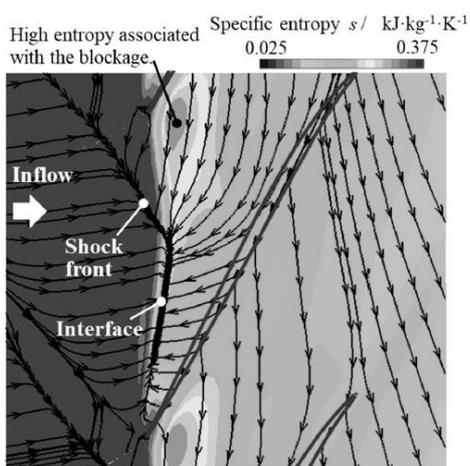


Рис. 4. Линии тока и контурное распределение энтропии вблизи стенки корпуса с ГПЧ [33]

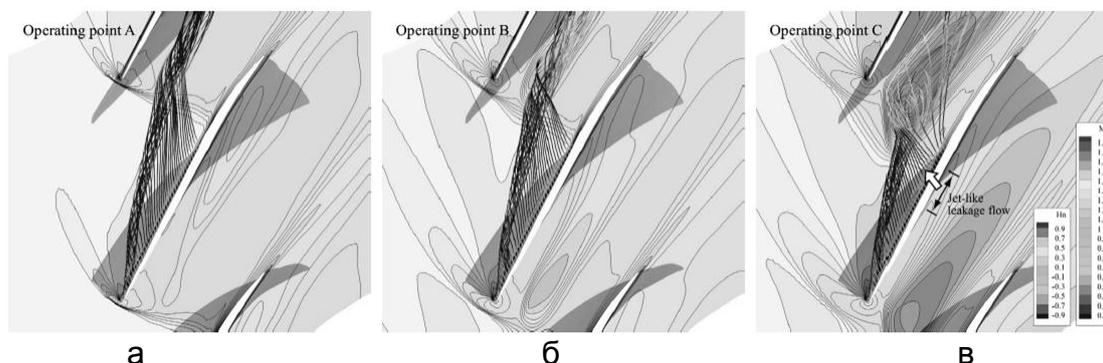


Рис. 5. Распределение контуров чисел Маха и вихревой зоны на 96% от длины лопатки по режимам: а – режим максимального КПД; б – промежуточный режим; в – срывной режим [31]

2.3 Особенности пристеночного течения в периферийной области РК с НРУ в виде одиночной КК

Механизм влияния НРУ в виде КК на пристеночное течение в периферийной области дозвукового ротора детально описан в работах [3, 20].

Особенности пристеночного течения в периферийной области трансзвуковых РК с НРУ в виде одиночной КК детально рассмотрены в работах [18, 30, 31, 33].

В работах [18, 30] показано, что максимальный запас ГДУ обеспечивается расположением одиночной КК на 20 % осевой проекции хорды от входной кромки концевой сечения пера лопатки РК.

В работах [31, 33] КК располагали на том же расстоянии. Количественно границы ГДУ во всех трех исследованиях [30, 31, 33] сместились в среднем на 3% в сторону меньших расходов.

В работе [31] на режиме, близком к границе ГДУ (NASA Rotor 37), наблюдалось резкое увеличение размеров области межлопаточного канала занимаемой трехмерным отрывным течением (рис. 5, в) как результат взаимодействия вихря на стороне разряжения, идущего от входной кромки вглубь канала, противотока у стенки корпуса ОК, обусловленного положительного градиентом давления (рис. 4) и скачка уплотнения (рис. 6).

За этой зоной взаимодействия струя (рис. 5, в), перетекающая на середине хорды концевой сечения пера лопатки, смещает область взаимодействия к стороне давления пера соседней лопатки.

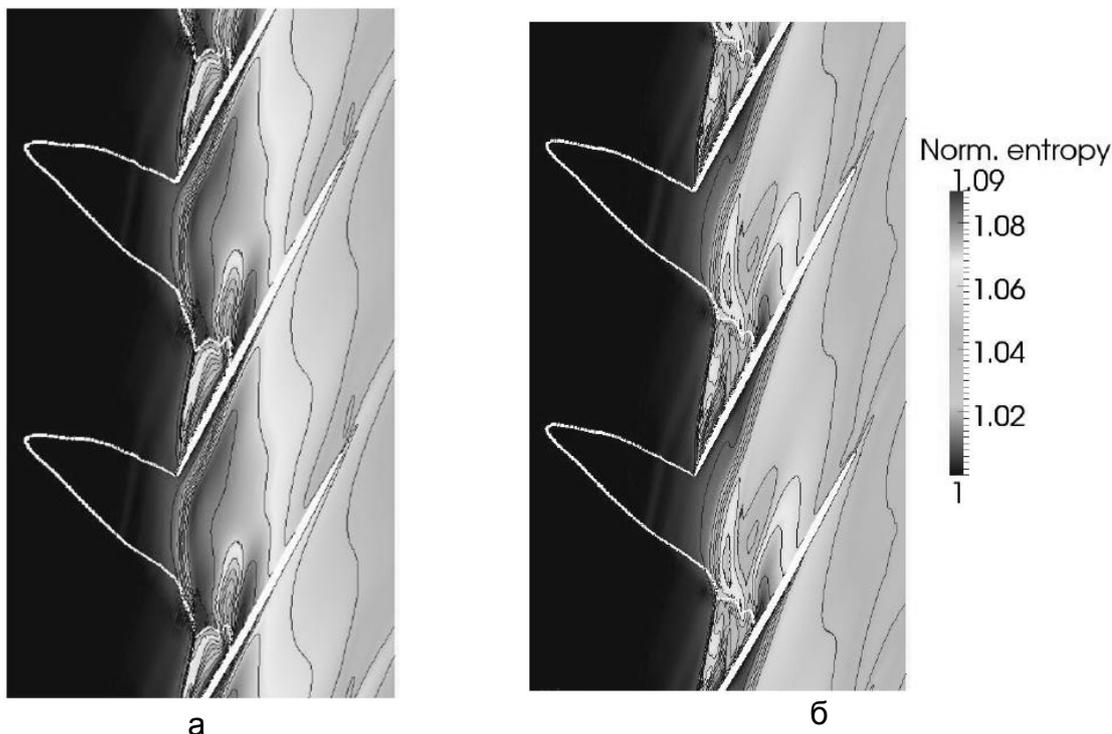


Рис. 6. Нормализованное распределение энтропии (белая линия – число Маха $M = 1$) на 99% от высоты лопатки: а – ГПЧ; б – КК [30]

Кольцевая канавка за счет выравнивающего окружного течения в её полости уменьшает масштабы области трехмерного отрывного течения «О» (рис. 7).

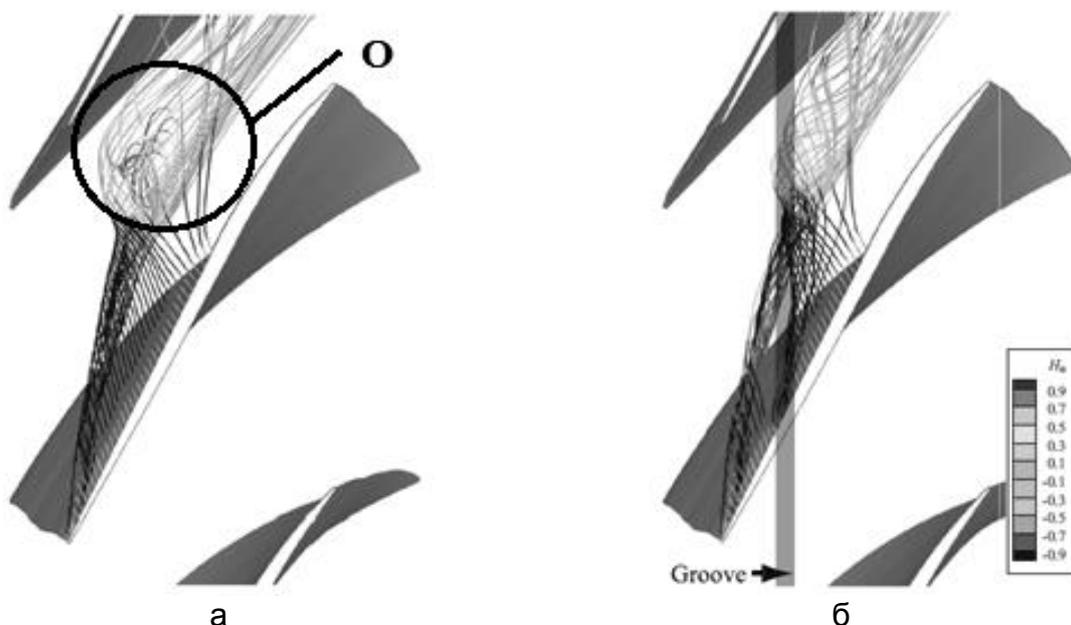


Рис. 7. Сравнение поведения течения в пристеночной области в точке отрыва: а – вариант с ГПЧ; б – вариант с КК [31]

Полученные результаты работы [31] о влиянии КК на область трехмерного отрывного течения также можно увидеть на контурах распределения энтропии в межлопаточном канале на 99% от высоты лопатки (рис. 6), полученной авторами работы [30].

В полости КК (как для дозвукового РК, так и для трансзвукового РК) формируется окружное течение, обусловленное противотоком в пристеночной области.

Установка НРУ в виде КК в стенке корпуса определенным образом воздействует на характер и интенсивность пристеночных течений, однако зонный характер течения в этой области сохраняется. С учетом этого целесообразен подход к обобщению и планированию экспериментов с НРУ на основе общей теории пространственного пограничного слоя [38].

3 Метод обобщения численных и экспериментальных данных по эффективности надроторных устройств в осевом компрессоре

Вследствие сложности течения и трудностей его математического описания представляется наиболее приемлемым для инженерной практики статистический подход к обобщению и анализу опытных данных с использованием методов подобия и размерности [39].

На основе рассмотренной зонной модели пристеночного течения и анализа системы уравнений пространственного пограничного слоя в безразмерной форме выбран набор физических величин, обеспечивающих описание течения в периферийной области РК ОК. Введены основные меры: геометрических параметров рабочего колеса (D_K, Δ_r, b, h) и условного размера δ_1^{**} , характеризующего степень неравномерности потока на входе, $-L$; кривизны линий тока вязкого ядра $K_s - L^{-1}$; угловой скорости ω и ее проекции на нормаль к поверхности лопатки $\omega_n - T^1$; скоростей $C, W - LT^1$; перепада давления $\Delta p - L^{-1}T^2$; плотности газа $\rho - ML^{-3}$; кинематического коэффициента вязкости

ν — L^2T^{-1} ; температуры потока $T - Tem$; удельных теплоемкостей газа $C_p, C_v - L^2T^{-2} T^1em$. Матрицей размерности согласно [39] будет

	M	L	T	Tem
$D_K, \Delta_r, b, h, \delta_1^{**}$	0	1	0	0
K_s	0	-1	0	0
ω, ω_n	0	0	-1	0
C_{1a}, W_1	0	1	-1	0
Δp	1	-1	-2	0
ρ	1	-3	0	0
ν	0	2	-1	0
T	0	0	0	1
C_p, C_v	0	2	-2	-1

Ранг ее $r = 4$, число размерных величин $n = 16$. Составим фундаментальную безразмерную систему параметров. Согласно π -теореме их число p равно разности $p = n - r = 16 - 4 = 12$.

В фундаментальную безразмерную систему параметров входят:

$$Re = \frac{W_1 b}{\nu}; Re_{\Delta r} = \frac{W_1 \Delta r}{\nu}; Eu = \frac{\Delta p}{\rho W_1^2}; \tilde{M}_1; k; \bar{C}_{1a} = \frac{C_{1a}}{0.5 \omega D_K};$$

$$\varepsilon = \frac{\omega D_K C_{1a}}{2 W_1^2} \left(\cong \frac{\sin^2 \beta_1}{\bar{C}_{1a}} \right); \bar{\delta} = \frac{\delta_1^{**}}{h}; \bar{\Delta}_r = \frac{\Delta_r}{\delta_1^{**}}; Ro_\omega = \frac{\omega_n b}{W_1};$$

$$K_s = \bar{K}_s b (\cong Ro_c); Ro = \frac{\omega^2 D_K b}{2 W_1^2},$$

где Ro_ω, Ro_c — числа Ричардсона, а Ro — число Россби.

При упрощенном анализе можно оставить следующие параметры: число Маха входа на границе пограничного слоя (в относительном движении) \tilde{M}_1 ; числа Рейнольдса $Re, Re_{\Delta r}$; число Эйлера Eu ; безразмерную кривизну линий тока невязкого ядра \bar{K}_s , относительную степень неравномерности на входе $\bar{\delta}$; относительный радиальный зазор $\bar{\Delta}_r$; величину ε , характеризующую пространственность течения, охваченную перетеканиями через радиальный зазор. Параметр ε представляет собой отношение поперечной и продольной составляющих относительной скорости в зоне пристеночного течения.

Применимость описанного подхода проверена при обобщении результатов опытных исследований типичных ступеней осевого компрессора из группы средних ($\bar{d}_1 = 0,64 \dots 0,81$) и последних ($\bar{d}_1 = 0,84 \dots 0,88$) с НРУ в виде КК в стенке корпуса [40].

Обобщение выполнено на базе четырех безразмерных параметров фундаментальной системы ($Eu, Re_{\Delta r}, \varepsilon$ и \bar{K}_s). Это обусловлено тем, что все исследования, результаты которых вошли в обобщение, проводили на воздухе, при

режимах автомодельности по Re , с равномерным полем течения на входе в рабочее колесо. Диапазон основных режимов, вошедших в обобщение, позволяет пренебречь сжимаемостью и влиянием чисел Ro_ω , Ro .

В качестве оценок величины ε , характеризующей пространственность пристеночного течения, и \bar{K}_s , характеризующей поперечный градиент давления, приняты:

$$\varepsilon \approx \sin^2 \beta_1 / \bar{C}_{1a},$$

$$\bar{K}_s \approx 2 \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2}.$$

При проведении обобщения в качестве независимых вариантов принимали результаты сравнения характеристики данного рабочего колеса с ГПЧ и с НРУ в виде КК, полученные при данном радиальном зазоре и данной окружной скорости. Причем радиальный зазор в колесе с устройством определялся между торцом рабочей лопатки и гребешком устройства.

Оценку базовых безразмерных параметров фундаментальной системы Eu , $Re_{\Delta r}$, ε и \bar{K}_s выполняли по известным характеристикам и геометрии рабочих колес в предположении постоянства энергообмена по радиусу и равенства $\bar{C}_{2a} = \bar{C}_{1a}$.

3.1 Обобщение экспериментальных данных влияния НРУ на границу газодинамической устойчивости

Напорные характеристики объектов обобщения имеют довольно пологие участки в окрестности границы газодинамической устойчивости. Поэтому эффективность НРУ оценена параметром

$$\delta \bar{C}_{1a}^{\text{ГУР}} = \frac{\bar{C}_{1a\text{ГПЧ}}^{\text{ГУР}} - \bar{C}_{1a\text{НРУ}}^{\text{ГУР}}}{\bar{C}_{1a\text{ГПЧ}}^{\text{ГУР}}}, \quad (1)$$

где $\bar{C}_{1a\text{ГПЧ}}^{\text{ГУР}}$, $\bar{C}_{1a\text{НРУ}}^{\text{ГУР}}$ – коэффициенты расхода, соответствующие ГУР ступеней с ГПЧ и НРУ соответственно.

Этот параметр равен отношению разности коэффициентов расхода, соответствующих ГУР ступеней в исходном варианте с ГПЧ и НРУ, к коэффициенту расхода в ГПЧ. Все вошедшие в обобщение ступени испытаны на режимах автомодельности по Re с неравномерным полем масштаба на входе δ_1^{**} ($\delta_1^{**} \ll h$). При анализе не учитывали влияния сжимаемости, а также были исключены незначимые факторы: Eu , ε и \bar{K}_s .

Обобщение экспериментальных данных [3, 18, 33, 39 - 41] по параметру (1) получено в виде следующего уравнения регрессии:

$$\delta \bar{C}_{1a}^{\text{ГУР}} = -9,83706 \cdot 10^{-3} Re_{\Delta r} + 4,30276 \cdot 10^{-2}. \quad (2)$$

Графически результаты обобщения показаны на рис. 8.

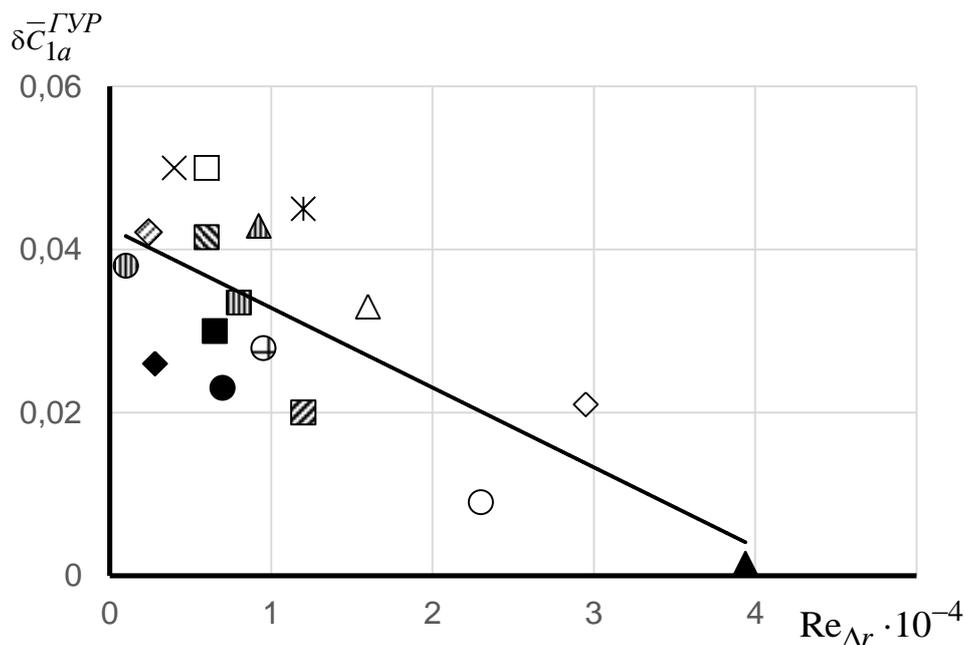


Рис. 8. Обобщение экспериментальных данных о влиянии надроторного устройства на границу газодинамической устойчивости:
 – дозвуковые роторы □, ■, ×, ▨, ▩, ▪ – данные ХАИ [40]; △, ◇, ○, ▲, * – данные Н. М. Савина [41]; ●, ◆, ⊕ – данные Такаты [42]; ◆ – данные Хогтона [3];
 – △, ⊕ – трансзвуковые роторы [18, 33];
 – ——— – расчет по уравнению регрессии

Практическим результатом использования описанной модели и подхода является возможность оценки расширения границы устойчивых режимов типичной ступени осевого компрессора при установке надроторного устройства в виде кольцевых канавок в корпусе.

3.2 Обобщение экспериментальных данных влияния надроторного устройства на коэффициент полезного действия

Анализ изменения характеристик рабочих колес показал, что надроторное устройство обеспечивает положительный эффект по КПД в характерном диапазоне режимов по расходу – от режима максимального КПД в исходном варианте до режима потери газодинамической устойчивости.

Эффективность устройства по КПД оценена параметром

$$\Delta \bar{\eta}^* = \frac{\eta_{НРУ}^* - \eta_{ГПЧ}^*}{1 - \eta_{ГПЧ}^*}. \quad (3)$$

Его вычисляют по значениям $\eta_{НРУ}^*$ и $\eta_{ГПЧ}^*$, соответствующим одинаковым C_{1a} .

$$\Delta \bar{\eta}^* = -6,44263 \cdot 10^{-2} \cdot \text{Re}_{\Delta r}^2 + 2,35625 \cdot 10^{-1} \text{Re}_{\Delta r} - 5,68914 \cdot 10^{-2}. \quad (4)$$

Уравнение (4) графически показано на рис. 9.

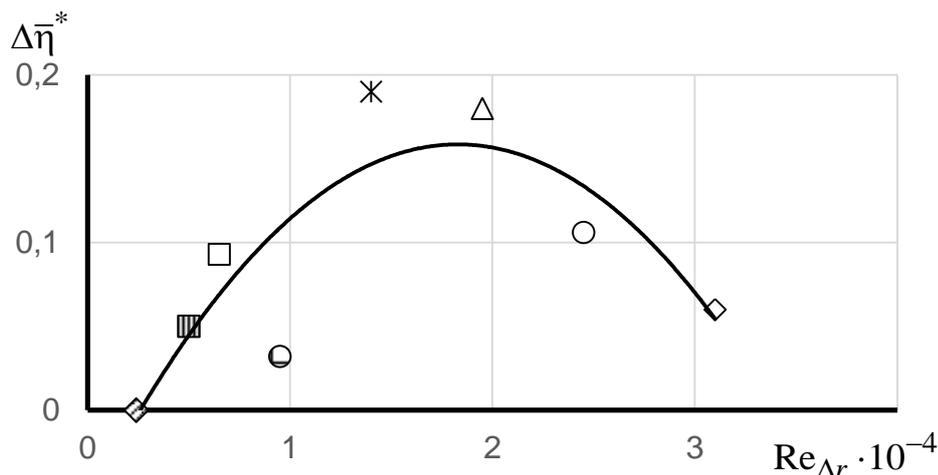


Рис. 9. Обобщение экспериментальных данных о влиянии НРУ на КПД:
 ○, △, ◇, * — [41]; □, ▣, — [40]; ◇ — [3]; ○ — [33]

Качество аппроксимации полученными уравнениями оценено сравнением дисперсий относительно среднего с остаточной дисперсией по F – критерию Фишера:

$$F = \frac{S_y^2}{S_{ост}^2}$$

где $S_y^2 = \frac{\sum_1^N (y_i - \bar{y})^2}{N-1}$ – дисперсия относительно среднего \bar{y} ;

$S_{ост}^2 = \frac{\sum_1^N (y_i - \bar{y})^2}{N-l}$ – остаточная дисперсия.

Для всех полученных уравнений регрессии значения F превышают табличные F^T при 5%-ном уровне значимости, т.е. они адекватно описывают результаты эксперимента.

Заключение

1. Предложен подход к обобщению экспериментальных данных исследований ступеней осевого компрессора с НРУ на основе выбранной фундаментальной системы безразмерных параметров, характеризующих основные особенности течения в периферийной области рабочего колеса.

2. Существует область режимов аэродинамической эффективности НРУ в виде кольцевых канавок в корпусе, характеризуемая $Re_{\Delta r} \cong (0,2 - 3,0) \cdot 10^{-4}$, в которой $\Delta \bar{\eta}^* \cong 0,03 - 0,15$ и $\delta \bar{C}_{1a}^{ГУР} \cong 0,05 - 0,02$.

3. В области аэродинамической эффективности НРУ данного типа существует оптимальный режим $(Re_{\Delta r})_{opt}$, когда достигается максимальный эффект по $\Delta \bar{\eta}^*$.

4. Полученное обобщение позволяет на стадии принятия проектных решений оценить эффективность НРУ в виде КК в корпусе при использовании его в дозвуковых и трансзвуковых РК ступеней ОК.

Список литературы

1. Lakshiminarayana, B. Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage [Text] / B. Lakshiminarayana, M. Pouagare, and R. Davino // *Journal of Engineering for Power*. – 1982. – Т. 104(4). – P. 760-781.
2. Pandya, A. Investigation of the Tip Clearance Flow Inside and at the Exit of a Compressor Rotor Passage [Text] / A. Pandya, B. Lakshminarayana // *Journal of Engineering for Power*. – 1983. – Т. 105(1). – P. 1-17.
3. Houghton, T.O. Axial Compressor Stability Enhancement [Text]: PhD thesis published at Cambridge University. February 2010 / Houghton Oliver Timothy. – L., 2010. – 214 p.
4. Osborn, W.M, Lewis, G.W and Heidelberg, L.J. Effect of several porous casing treatments on stall limit and overall performance of an axial compressor rotor [Text] / W.M. Osborn, G.W. Lewis and L.J. Heidelberg // *NASA Report*. – 1971. – № TN 6537. – 48 с.
5. F04D27/02. Способы и устройства для устранения помпажа [Текст] / Ф.Ш. Гельмедов, Е.А. Локштанов, Л.Е. Ольштейн, М.А. Сидоркин. – РФ 2034175; заявл. 1993-03-11; опубл. 30.04.1995.
6. Seitz, P. A. Casing Treatment for Axial Flow Compressors [Text] PhD thesis, University of Cambridge, Cambridge, UK, 1999.
7. Noureddine, D. Parametric study for lossless casing treatment on a mixed-flow compressor rotor [Text] / D. Noureddine, H. Djeghri, V. Duc // *Paper in Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montréal, Canada*. – 2015, vol. 2A: Turbomachinery. – no. GT2015-42750. – P. 25-37.
8. Prince, D.C. Study of casing treatment stall margin improvement phenomena [Text] / D.C. Prince, D.C. Wisler, D.E. Hilvers // *NASA Report*. – 1974. – № CR-134552. – 166 p.
9. Wilke, I. A numerical investigation of the flow mechanisms in a high-pressure compressor front stage with axial slots [Text] / I. Wilke, H-P. Kau // *ASME Journal of Turbomachinery*. – 2004. – Т. 126(2). – P. 339-349.
10. Nezym, V. Investigation of design features of compressor casing treatment [Text] / V. Nezym // *The archive of mechanical engineering*. – 2014. – Т. 61, № 13, P. 153 – 161.
11. Mileshin V. Application of Casing Circumferential Grooves to Counteract the Influence of Tip Clearance [Text] / V. Mileshin, I. Brailko, A. Startsev // *ASME Paper*. – 2008. – № GT2008-51147. – С. 617-627.
12. Ануров, Ю. М. Особенности применения надроторных кольцевых устройств в осевых компрессорных ступенях [Текст] / Ю. М. Ануров, В. А. Коваль, В. Е. Михайлов // *Газотурбинные технологии*. – 2016. – № 5. – С. 42 – 45.
13. Martin, W. M. Interaction of Rotor and Casing Treatment Flow in an Axial Single-stage Transonic Compressor with Circumferential Grooves [Text] / W. M. Martin, B. Christoph, S. Heinz-Peter, H. Chunill // *ASME Paper*. – 2008. – №. GT2008-50135. – P. 67-78.

14. Shabbir, A. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors [Text] / A. Shabbir, J.J. Adamczyk // ASME Journal of Turbomachinery. – 2005. –Т. 127(3), P. 708-717
15. Fujita, H. A study on configurations of casing treatment for axial flow compressors slots [Text] / Fujita H and Takata H // JSME Bulletin. – 1984. – № 27(230)., С. 1675-1681.
16. Houghton, T. Enhancing the stability of subsonic compressors using casing grooves [Text] / T. Houghton, I. Day // ASME Journal of Turbomachinery. – 2009. – № GT2009-59210. – P. 39-48.
17. Houghton, T.; Day, I. Stability Enhancement by Casing Grooves: The Importance of Stall Inception Mechanism and Solidity [Text] / T. Houghton, I. Day // ASME Journal of Turbomachinery. – 2011. – №134, 021003.
18. Sakuma, Y., Watanabe, T., Himeno, T., Kato, D., Murooka, T., Shuto, Y. Numerical Analysis of Flow in a Transonic Compressor with a Single Circumferential Casing Groove: Influence of Groove Location and Depth of Flow Instability [Text] / Y. Sakuma, T. Watanabe, T. Himeno, D. Kato, T. Murooka, Y. Shuto // J. Turbomach. – 2013. – №136, 031017.
19. Mao, X.; Liu, B.; Zhao, H. Numerical Investigation for the Impact of Single Groove on the Stall Margin Improvement and the Unsteadiness of Tip Leakage Flow in a Counter-Rotating Axial Flow Compressor [Text] / X. Mao, B. Liu, H. Zhao // Energies. – 2017. – №10, 1153.
20. Редин, И. И. Улучшение топливной эффективности газотурбинного двигателя установкой в компрессоре надроторного устройства [Текст] / И. И. Редин, М. А Шевченко // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2018. – № 81. – С. 72 – 85. doi: 10.32620/oikit.2018.81.08
21. Загоруй, В. А. Влияние кольцевых канавок в корпусе компрессора на его характеристики и газодинамическую устойчивость [Текст] / В. А. Загоруй, И. И. Редин // Газовая динамика двигателей и их элементов: сб. науч. тр. Харьков. авиац. ин – та. – 1987. – Вып. 3. – С. 10 – 15.
22. Matthias, R., Martin, L., Konrad, V. Experimental Investigation of Circumferential Groove Casing Treatments for Large Tip Clearances in a Low Speed Axial Research Compressor [Text] / R. Matthias, L. Martin, V. Konrad // Paper in Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montréal, Canada. – 2015, vol. 2A: Turbomachinery. – №GT2015-42646.
23. Haixin, C. CFD investigation on tip leakage flow and casing treatment of a transonic compressor [Text] / C. Haixin, F. Song, H. Xudong, // ISABE. – 2005. – № 2005-1098.
24. Lepot, I. Casing treatment simulations with the elsa software [Text] / I. Lepot, P. Geuzaine, S. Hiernaux // Proceedings of European Turbomachinery Conference. – 2007.
25. Zhang, H. Study of sloped trench casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor [Text] / H. Zhang, H. Ma // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2007. – № GT-2007-28140.
26. Huang, X. CFD investigation on the circumferential grooves casing treatment of transonic compressor [Text] / X. Huang, H. Chen, S. Fu, // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2008. – №GT-2008-51107.
27. Choi, K. Design optimization of circumferential casing grooves for a

transonic axial compressor to enhance stall margin [Text] / K. Choi, J. Kim, K. Kim // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2010. – №GT-2010-22396.

28. Mueller, M. W., Hah, H.-P. S. C. Effect of circumferential grooves on the aerodynamic performance of an axial single-stage transonic compressor [Text] / M. W. Mueller, H.-P. S. C. Hah // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2007. – №GT-2007-27365.

29. A CFD study of circumferential groove casing treatments in a transonic axial compressor [Text] / H. Chen, X. Huang, K. Shi, S. Fu, and other // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2010. – №GT-2010-23606.

30. Heinichen, F. Numerical investigation of a single circumferential groove casing treatment on three different compressor rotors [Text] / F. Heinichen, V. G'ummer, H.-P. Schiffer // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2011. – №GT2011-45905.

31. Numerical Analysis of Flow in a Transonic Compressor with a Single Circumferential Casing Groove: Application to Two Different Compressor Rotors [Text] / S. Yasunori, W. Toshinori, H. Takehiro, K. Dai, M. Takeshi, S Yukari // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2011. – №GT2014-26691.

32. Редин, И.И. Влияние щелевого устройства на характеристики и диапазон устойчивых режимов работы рабочего колеса ступени осевого компрессора [Текст] / И.И. Редин // Газовая динамика двигателей и их элементов: сб. науч. тр. Харьков. авиац. ин – та. – 1979. – Вып. 1. – С. 65 – 70.

33. Motoyuki, K., Aldo, R. Effect of a Recirculating Type Casing Treatment on a Highly Loaded Axial Compressor Rotor. Int. J. Turbomach. Propuls. Power, 2019, vol. 4(1), no. 5. Available at: <https://www.mdpi.com/2504-186X/4/1/5> (Accessed 1 April 2020). doi:10.3390/ijtpp4010005.

34. Wadia, A.R.; James, F.D. F110-GE-132: Enhanced Power Through Low-Risk Derivative Technology [Text] / A.R. Wadia, F.D. James // J. Turbomach. – 2000, no. 123, – P. 544–551.

35. Reid, L.; Moore, D. Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor [Text] // No. NASA/TP-1337; NASA: Washington, DC, USA. – 1978.

36. Dunham, J. CFD Validation for Propulsion System Components; No. AGRAD-AR-355; The Advisory Group for Aerospace Research and Development [Text] / J. Dunham // (NATO): Neuilly sur Seine, France. – 1998.

37. Редин, И.И. Диагностика предпомпажного состояния осевого компрессора с надроторным устройством [Текст] / И.И.Редин, М. А. Шевченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – № 8 (152). – С. 97-107.

38. Угрюмов, М. Л. Расчет пространственного пограничного слоя в межлопаточных каналах решеток осевых турбомашин [Текст] / М. Л. Угрюмов, В. А. Меньшиков // Авиационная техника. – 1989. – Вып. 4. – С. 18 – 21.

39. Лойцянский, Л. Г. Методы подобия и размерности в механике жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский // Сборник научно-методических статей о теоретической механике.— М., 1981. — №11. — С. 22—31.

40. Применение надроторных устройств в корпусе компрессора при увеличенных радиальных зазорах [Текст] / В. Н. Ершов [и др.] // Самолетостроение. Техника воздушного флота. — Харьков., 1983. — №50. — С. 42.

41. Зверева, Г. Н. Эффективность применения кольцевых проточек в

корпусе рабочего колеса ступени осевого компрессора [Текст] / Г. Н. Зверева, Н. М. Савин // Газовая динамика двигателей и их элементов: сб. науч. тр. Харьков. авиац. ин – та. – 1984. – Вып. 2. – С. 65 – 70.

42. Таката. Механизм и эффективность запаса по срыву с помощью перфорирования поверхности корпуса [Текст] / Таката, Цукуда // Тр. амер. о – ва инженеров-механиков. Сер. Энергетические машины и установки. – 1977. – № 1. – С. 134 – 147.

References

1. Lakshiminarayana, B., Pouagare, M., Davino, R. Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage. ASME Journal of Engineering for Power, 1982, vol. 104(4), pp. 760-781.

2. Pandya, A., Lakshminarayana, B. Investigation of the Tip Clearance Flow Inside and at the Exit of a Compressor Rotor Passage /ASME Journal of Engineering for Power, 1983, vol. 105(1), pp. 1-17.

3. T.O. Houghton. Casing Treatment for Axial Flow Compressors. PhD thesis, University of Cambridge, Cambridge, UK, 2010.

4. Osborn, W.M, Lewis, G.W and Heidelberg, L.J. Effect of several porous casing treatments on stall limit and overall performance of an axial compressor rotor. NASA Report, 1971, no. TN 6537, 48 p.

5. F04D27/02. Sposoby i ustroystva dlya ustraneniya pompazha [Anti-stall tip treatment means] / Gelmedov, F.S, Lokshtanov, E.A, Olstain, L.E.M and Sigorkin, M.A – RF 2034175; zayavl. 1993-03-11; opubl. 30.04.1995.

6. P. A. Seitz. Casing Treatment for Axial Flow Compressors. PhD thesis, University of Cambridge, Cambridge, UK, 1999.

7. Nouredine, D., Huu, Duc Vo. Parametric study for lossless casing treatment on a mixed-flow compressor rotor. Paper in Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montréal, Canada, 2015, vol. 2A: Turbomachinery, no. GT2015-42750, pp. 25-37.

8. Prince, D.C, Wisler, D.C and Hilvers, D.E. Study of casing treatment stall margin improvement phenomena. NASA Report, 1974, no. CR-134552, 166 p.

9. Wilke, I. and Kau, H-P. A numerical investigation of the flow mechanisms in a high-pressure compressor front stage with axial slots. ASME J. Turbomachinery, 2004, vol. 126(2), pp. 339-349.

10. Nezym, V. Investigation of design features of compressor casing treatment. The archive of mechanical engineering, 2014, vol. 61, no. 13, pp. 153 – 161.

11. Milesin, V., Brailko, I. and Startsev, A. Application of Casing Circumferential Grooves to Counteract the Influence of Tip Clearance. ASME Paper, 2008, no. GT2008-51147, pp. 617-627.

12. Anurov, Y. M., Koval, V. A., Mikhailov, V. E. Osobennosti primeneniya nadrotornykh kol'tsevykh ustroystv v osevykh kompressornykh stupe [Forecasting stall modes of axial compressors gte taking into account features of formation of profile and end boudary layers]. Gazoturbinnye tekhnologii, 2016, no. 5, pp. 42 – 45.

13. Muller, W. M., Christoph, B., Schiffer, H.-P. and Hah, C. Interaction of Rotor and Casing Treatment Flow in an Axial Single-stage Transonic Compressor with Circumferential Grooves. ASME Paper, 2008, no. GT2008-50135, pp. 67-78.

14. Shabbir, A., Adamczyk, J. J. Flow Mechanism for Stall Margin Improvement due to Circumferential Casing Grooves on Axial Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, vol. 127(3), pp. 708-717.

15. Fujita, H., Takata, H. A. Study on Configurations of Casing Treatment for Axial Flow Compressors. *JSME Bulletin*, 1984, vol. 27(230), pp. 1675-1681.
16. Houghton, T., Day, J. Enhancing the Stability of Subsonic Compressors Using Casing Grooves. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2009, no. GT2009-59210, pp. 39-48.
17. Houghton, T., Day, J. Stability Enhancement by Casing Grooves: The Importance of Stall Inception Mechanism and Solidity. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2011, 134, 021003.
18. Sakuma, Y., Watanabe, T., Himeno, T., Kato, D., Murooka, T., Shuto, Y. Numerical Analysis of Flow in a Transonic Compressor with a Single Circumferential Casing Groove: Influence of Groove Location and Depth of Flow Instability. *J. Turbomach*, 2013, no 136, 031017.
19. Mao, X., Liu, B., Zhao, H. Numerical Investigation for the Impact of Single Groove on the Stall Margin Improvement and the Unsteadiness of Tip Leakage Flow in a Counter-Rotating Axial Flow Compressor. *Energies*, 2017, no. 10, 1153.
20. Redin, I. I., Shevchenko, M. A. Uluchshenie toplivnoi effektivnosti gazoturbinnogo dvigatelya ustanovkoi v kompressore nadrotornogo ustroystva [Improving the Fuel Efficiency of a Gas Turbine Engine by Installing in the Compressor a Casing Treatment]. *Otkrytye informatsionnye i komp'yuternye integrirovannye tekhnologii*, 2018, no.81, pp. 72–85. doi: 10.32620/oikit.2018.81.08
21. Zagorui, V.A., Redin, I.I. Vliyanie kol'tsevykh kanavok v korpuse kompressora na ego kharakteristiki i gazodinamicheskuyu ustoichivost' [Effect of annular grooves in the compressor casing on its characteristics and gas-dynamic stability]. *Gazovaya dinamika dvigatelei i ikh elementov*, 1987, pp. 10 – 15.
22. Matthias, R., Martin, L., Konrad, V. Experimental Investigation of Circumferential Groove Casing Treatments for Large Tip Clearances in a Low Speed Axial Research Compressor. Paper in Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montréal, Canada, 2015, vol. 2A: Turbomachinery, no. GT2015-42646.
23. Haixin, C., Song, F., and Xudong, H. CFD Investigation on Tip Leakage Flow and Casing Treatment of a Transonic Compressor. *ISABE*, 2005, no. 2005-1098.
24. Lepot, I., Geuzaine, P., Hiernaux, S. Casing Treatment Simulations with The Elsa Software. Proceedings of European Turbomachinery Conference, 2007.
25. Zhang, H., and Ma, H. Study of Sloped Trench Casing Treatment on Performance and Stability of a Transonic Axial Compressor. Proceedings of ASME Turbo Expo, 2007, no GT-2007-28140.
26. Huang, X., Chen, H., Fu, S. CFD Investigation on the Circumferential Grooves Casing Treatment of Transonic Compressor. Proceedings of ASME Turbo Expo, 2008, no. GT-2008-51107.
27. Choi, K., Kim, J., and Kim, K. Design Optimization of Circumferential Casing Grooves for a Transonic Axial Compressor to Enhance Stall Margin. Proceedings of ASME Turbo Expo, 2010, no. GT-2010-22396.
28. Mueller, M. W., Hah, H.-P. S. C. Effect of Circumferential Grooves on the Aerodynamic Performance of an Axial Single-Stage Transonic Compressor. Proceedings of ASME Turbo Expo, 2007, no GT-2007-27365.
29. Chen, H., Huang, X., Shi, K., Fu, S., Bennington, M., Morris, S., Ross, M., McNulty, S., and Wadia, A. A CFD Study of Circumferential Groove Casing Treatments in a Transonic Axial Compressor. Proceedings of ASME Turbo Expo,

2010 no. GT-2010-23606.

30. Heinichen, F., Gümmer, V., Schiffer, H.-P. Numerical Investigation of a Single Circumferential Groove Casing Treatment on Three Different Compressor Rotors. Proceedings of ASME Turbo Expo, 2011, no. GT2011-45905.

31. Yasunori, S., Toshinori, W., Takehiro, H., Dai, K., Takeshi, M., Yukari, S. Numerical Analysis of Flow in a Transonic Compressor with a Single Circumferential Casing Groove: Application to Two Different Compressor Rotors. Proceedings of ASME Turbo Expo, 2011, no. GT2014-26691.

32. Redin, I.I. Vliyanie shchelevogo ustroystva na kharakteristiki i diapazon ustoychivyykh rezhimov raboty rabocheho koleasa stupeni oseвого kompressora [The Effect of Slit Device to the Characteristics and Range of Operation Stable Modes of Stage Axial Compressor]. Gazovaya dinamika dvigatelei i ikh elementov, 1979, vol. 1, pp. 65 – 70.

33. Motoyuki, K., Aldo, R. Effect of a Recirculating Type Casing Treatment on a Highly Loaded Axial Compressor Rotor. Int. J. Turbomach. Propuls. Power, 2019, vol. 4(1), no. 5. Available at: <https://www.mdpi.com/2504-186X/4/1/5> (Accessed 1 April 2020). doi:10.3390/ijtp4010005.

34. Wadia, A.R., James, F.D. F110-GE-132: Enhanced Power Through Low-Risk Derivative Technology. J. Turbomach, 2000, no. 123, pp. 544–551.

35. Reid, L., Moore, D. Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor; No. NASA/TP-1337; NASA: Washington, DC, USA, 1978.

36. Dunham, J. CFD Validation for Propulsion System Components; No. AGRAD-AR-355; The Advisory Group for Aerospace Research and Development (NATO): Neuilly sur Seine, France, 1998.

37. Redin, I.I., Shevchenko, M.A. Diagnostika predpompazhnogo sostoyaniya oseвого kompressora s nadrotornym ustroystvom [Diagnostics of Pre-Surge Condition of the Axial Compressor with the Annular Grooves Casing Treatment]. Aviatcionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya, 2018, no. 8 (152), pp. 97-107.

38. Ugryumov, M. L., Men'shikov, V. A. Raschet prostranstvennogo pogranichnogo sloya v mezhlopatochnykh kanalakh reshetok osevykh turbomashin [Calculation of Three-Dimensional Boundary Layer in The Airfoil Channels Cascade Axial Turbomachinery]. Aviatcionnaya tekhnika, 1989, no 4, pp. 18 – 21

39. Loitsyanskii, L.G. Metody podobiya i razmernosti v mekhanike zhidkosti i gaza [Similarity and Dimensional Methods in Fluid and Gas Mechanics]. Sbornik nauchno-metodicheskikh statei o teoreticheskoi mekhanike, 1981, no.11, pp. 22 –31.

40. Ershov, V. N. Primenenie nadrotornykh ustroystv v korpuse kompressora pri uvelichennykh radial'nykh zazorakh [Application of Casing Treatment in the Compressor Case with Increased Tip Clearances]. Samoletostroenie. Tekhnika vozdušnogo flota, 1983, no. 50. pp. 42.

41. Zvereva, G. N., Savin, N. M. Effektivnost' primeneniya kol'tsevykh protochek v korpuse rabocheho koleasa stupeni oseвого kompressora [Efficiency of Using Annular Grooves in the Case of Rotor of an Axial Compressor Stage]. Gazovaya dinamika dvigatelei i ikh elementov: sb. nauch. tr. Khar'kov. aviats. in – ta, 1984, no. 2., pp. 65 – 70.

42. Takata, T. Mekhanizm i effektivnost' zapasa po sryvu s pomoshch'yu perforirovaniya poverkhnosti korpusa [The Mechanism and Efficacy Stall Margin by Perforating Case Surface]. Tr. amer. o – va inzhenerov-mekhanikov. Ser. Energeticheskie mashiny i ustanovki, 1977, no. 1, pp. 134 – 147.

Поступила в редакцию 20.01.2020. Рассмотрена на редколлегии 22.01.2020

Систематизація і узагальнення теоретичних та експериментальних даних по ефективності надроторного пристрою в осьовому компресорі

Проведено систематизацію фізичних моделей течії в периферійній області робочих коліс осьового компресора. На основі експериментальних і чисельних досліджень проаналізовано особливості перебігу в дозвукових і трансзвукових робочих колесах. Сформульовано подібні особливості пристінкової течії на периферії дозвукових і трансзвукових робочих коліс. Виявлено характерні області та окремі особливості пристінкової течії в них, які отримані в експериментальних дослідженнях структури течії на периферії вінців робочих коліс. Наведено аналіз впливу кільцевих канавок у зовнішній стінці корпусу осьового компресора на перебіг у проточній частині дозвукового і трансзвукового робочих коліс. Викладено ймовірний механізм впливу течії в порожнині кільцевої канавки на основну течію в кінцевій області проточної частини робочого колеса осьового компресора. Запропоновано підхід до узагальнення експериментальних даних досліджень ступенів осьового компресора з надроторним пристроєм на основі вибраної фундаментальної системи безрозмірних параметрів, що характеризують основні особливості перебігу в периферійній області робочого колеса. За допомогою запропонованого підходу отримано залежності впливу надроторного пристрою на границю газодинамічної стійкості і коефіцієнт корисної дії. Виявлено, що при збільшенні чисел Рейнольдса $Re_{\Delta r} > 400$ зменшується ефективність надроторного пристрою у вигляді кільцевих канавок у стінці корпусу осьового компресора на границю газодинамічної стійкості компресора. Показано існування області режимів аеродинамічної ефективності надроторного пристрою у вигляді кільцевих канавок у корпусі. У цій області існує оптимальний режим, коли досягається максимальний ефект за коефіцієнтом корисної дії при установленні надроторного пристрою у вигляді кільцевих канавок. Отримане узагальнення дозволяє на стадії прийняття проектних рішень оцінити ефективність надроторного пристрою у вигляді кільцевих канавок у корпусі при використанні його в дозвукових і трансзвукових робочих колесах ступенів осьового компресора.

Ключові слова: надроторний пристрій, пристінкова течія, запас газодинамічної стійкості, осьовий компресор.

Systematization and Synthesis of Theoretical and Experimental Data on Effectiveness of Casing Treatments in Axial Compressor

The systematization of physical flow models at the peripheral region of the rotors of axial compressor is carried out. Based on the experimental and numerical studies, the flow features in subsonic and transonic rotors are analyzed. Similar features of the flow near the wall at the periphery of subsonic and transonic rotors are formulated. The characteristic areas and individual features of the near-wall flow in them, which are obtained in experimental studies of the flow structure at the periphery of the blade rows, are reflected. The analysis of the influence of annular grooves in the axial compressor case on the flow in the airfoil channel of the subsonic and transonic rotors is presented. The hypothetical mechanism of the flow effect in the cavity of the annular groove on the main flow at the tip region of the airfoil channel of

axial compressor rotor is described. An approach to generalize the experimental data of the axial compressor stages with the casing treatment based on the selected fundamental system of dimensionless parameters characterizing the main features of the flow at the rotor tip region are proposed. Using the approach, the dependences of the casing treatment effect on the gas-dynamic stability limit and efficiency are obtained. It was found, when Reynolds numbers $Re_{\Delta r} > 400$ increase, the efficiency of annular groove casing treatment in the axial compressor wall on the gas-dynamic stability limit of the compressor decreases. The existence of the region of aerodynamic efficiency modes of the annular groove casing treatment in the case is shown. In this area, there is an optimal mode when the maximum effect of efficiency from install annular groove casing treatment is achieved. The obtained generalization allows us, at the step of making design decisions, to evaluate the effectiveness of the annular groove casing treatment in the case when it is used in subsonic and transonic rotors of the axial compressor stages.

Key words: annular groove casing treatment, radial clearance flow, gas – dynamic stability, axial compressor.

Сведения об авторах:

Редин Иван Иванович – доцент кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: i.redin@khai.edu.

Шевченко Михаил Анатольевич – аспирант кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: mikleshevchenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0806-6632.

About the Authors:

Redin Ivan – Assistant Professor at the department of Aviation Engines Theory, National Aerospace University Kharkiv Aviation Institute, Kharkiv, Ukraine, e-mail: i.redin@khai.edu.

Shevchenko Mikhail Anatol'evich – PhD student at the department of Aviation Engines Theory, National Aerospace University Kharkiv Aviation Institute, Kharkiv, Ukraine, e-mail: mikleshevchenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0806-6632.