

УДК 621.438

Влияние отверстий в покрывном диске на характеристики системы подвода воздуха к рабочей лопатке турбины

Р.А. Диденко¹, Ш.А. Пиралишвили², В.Г. Шахов³

¹ ПАО «ОДК-Сатурн», г. Рыбинск, 152903, Россия

² Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева, г. Рыбинск, 152934, Россия

³ Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева (Самарский университет), Самара, 443086, Россия
e-mail: roman.didenko@uec-saturn.ru; piral@list.ru; shakhov.vg@ssau.ru

DOI: 10.34759/tpt-2020-12-6-271-281

Поступила в редакцию 10.06.2020

После доработки 18.06.2020

Принята к публикации 19.06.2020

Предложена стратегия анализа влияния отверстий во вращающемся покрывном диске турбины ГТД на характеристики «соседних» элементов системы подвода. Представлено сравнение характеристик систем подвода с непрерывной кольцевой щелью и кольцевым рядом отверстий во вращающемся покрывном диске.

Ключевые слова: турбина ГТД, система подвода охлаждающего воздуха, аппарат закрутки, вращающийся диффузор, отверстия во вращающемся покрывном диске, температура, давление, потери мощности.

Введение

Системы вторичного воздуха обеспечивают безопасную и надежную работу газотурбинного двигателя, а также влияют на его основные характеристики [1, 2]. Отбираемый от компрессора воздух через систему стационарных и вращающихся каналов и полостей доставляется к элементам двигателя, требующим охлаждения. Самым «дорогим» считается воздух, подаваемый на охлаждение рабочей лопатки первой ступени турбины высокого давления (ТВД), эффективное использование которого обеспечивает большую выгоду с точки зрения снижения его расхода.

В любой системе подвода есть устройство, в большей части отвечающее за суммарный расход – дросселирующий элемент. Для системы подвода воздуха к рабочей лопатке ТВД таким элементом является сама рабочая лопатка, перепад давления охлаждающего воздуха на которой для современной одноступенчатой высо-

конагруженной ТВД составляет порядка $P_{рк}^*/P_{out} = 2.3 - 2.7$. При этом перепад давления на аппарате закрутки (АЗ) системы обычно находится в диапазоне $P_{рк}^*/P_{out} = 1.3 - 2.2$.

Отверстия во вращающемся покрывном диске, располагающиеся сразу за аппаратом закрутки, должны проектироваться с учетом площади последнего, при этом, очевидно, что чем больше отношение площади отверстий к площади аппарата закрутки $A_{отв}/A_{АЗ}$, тем меньше потери полного давления. Поэтому подбор расходных характеристик отверстий и расчет потерь давления на них являются важными вопросом при проектировании. При этом критерием правильно спроектированной системы должны быть незначительные потери давления при перетекании потока через отверстия во вращающемся покрывном диске. Следовательно, при проектировании необходимо знать величину коэффициента расхода этих отверстий C_{dR} во всем диапазоне рабочих режимов.

1. Анализ литературных источников, выбор парадигмы, формулировка цели и постановка задач исследования

Системы подвода охлаждающего воздуха проектируются ведущими двигателестроительными компаниями при поддержке университетов. В Германии это Daimler-Benz Aerospace, MTU, Siemens AG и Rolls Royce Deutschland с университетами Karlsruhe, Duisburg-Essen и Duesseldorf [2–7]; в Великобритании – Rolls Royce pls. в плотной связке с университетами Bath, Sussex и Surrey [8–11], в Канаде – P&W Canada с Concordia University [12].

На рис. 1 и 2 схематично представлены поперечные сечения систем подвода воздуха.

Подача охлаждающего воздуха b во вращающийся диффузор 8 системы может осуществляться через непрерывную кольцевую щель 7 (см. рис. 1) или через кольцевой ряд отверстий 12 (см. рис. 2) в покрывном диске 4 . Наличие или отсутствие отверстий обычно определяется возможностью обеспечения прочности элементов ротора турбины.

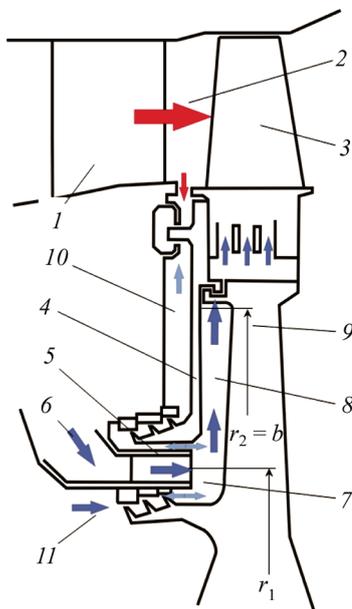


Рис. 1. Схема поперечного сечения системы с непрерывной кольцевой щелью: 1 – сопловые лопатки турбины; 2 – поток газа; 3 – рабочие лопатки; 4 – покрывной диск; 5 – аппарат закрутки; 6 – поток охлаждающего воздуха; 7 – непрерывная кольцевая щель, камера смешения; 8 – диффузор между двумя вращающимися дисками; 9 – диск турбины; 10 – полость осевого зазора; 11 – разгрузочная полость

Очевидно, что вращающиеся отверстия 12 обладают некоторым дросселирующим эффектом – «подпирают» поток на выходе из АЗ. Дросселирующий эффект вращающихся отверстий 12 может приводить к росту статического давления в камере смешения 7 за аппаратом закрутки 5 по сравнению с конструкцией без отверстий.

Исследования [3] подтверждают, что осевая компонента скорости потока на выходе из аппарата закрутки заметно диссипирует в камере смешения, а тангенциальная – нет. Поэтому считается, что у потока остается только окружной динамический напор, который сам по себе не влияет на перетекание потока через отверстия. По этой причине именно статическое давление в камере смешения является «движущей силой» для перетекания потока через отверстия.

По-отдельности геометрические характеристики, такие как количество лопаток (каналов) аппарата закрутки Z_{AZ} , количество вращающихся отверстий $Z_{отв}$, относительный диаметр отверстий d/l (d – диаметр отверстия, l – длина отверстия) оказывают слабое влияние на

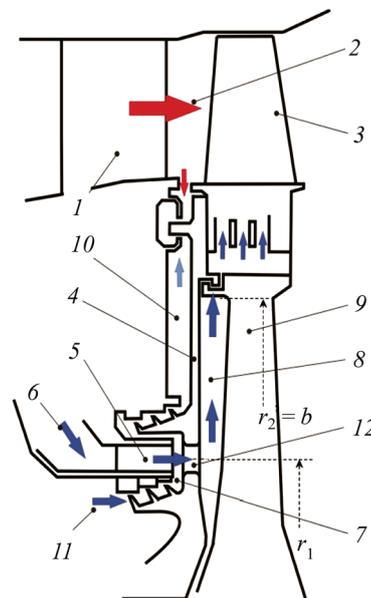


Рис. 2. Схема поперечного сечения системы с отверстиями в покрывном диске: 1 – сопловые лопатки турбины; 2 – поток газа; 3 – рабочие лопатки; 4 – покрывной диск; 5 – аппарат закрутки; 6 – поток охлаждающего воздуха; 7 – камера смешения; 8 – диффузор между двумя вращающимися дисками; 9 – диск турбины; 10 – полость осевого зазора; 11 – разгрузочная полость; 12 – отверстия в покрывном диске (вращающиеся отверстия)

характеристики системы [3] и могут выбираться достаточно свободно. В то же время для относительной ширины камеры смещения s/d_{A3} (s – ширина камеры смещения, d_{A3} – диаметр отверстий или высота межлопаточного канала аппарата закрутки) и отношения площадей $A_{отв}/A_{A3}$ ($A_{отв}$ – площадь отверстий, A_{A3} – площадь горла аппарата закрутки) есть некоторые рекомендации: $s/d_{A3} > 1.2$; $A_{отв}/A_{A3} > 4$, причем отношение площадей считается основным параметром, влияющим на эффективность системы с отверстиями. Чем больше это отношение, тем больше эффект начального снижения температуры T_{1rel}^*/T_0^* (T_{1rel}^* – температура охлаждающего воздуха под рабочей лопаткой, T_0^* – температура охлаждающего воздуха на входе в аппарат закрутки), который максимален при $\beta_1 = 1.0$ (β_1 – закрутка потока перед отверстиями) [6] и увеличивается при росте s/d_{A3} .

В результате расчетно-экспериментального исследования [4] делается вывод, что скругления и фаски на входных кромках вращающихся отверстий увеличивают их пропускную способность на 33% по сравнению с острой кромкой.

В результате проведенного анализа литературных источников [1–12] можно заключить, что на характеристики вращающихся отверстий (коэффициент расхода, потери полного давления) влияют следующие факторы:

- трение потока о вращающиеся элементы конструкции (определяется числом Re);

- скругление или фаска на входе в отверстие, влияющие на отрыв потока и структуру течения;

- угол натекания потока на отверстия;

- форма поперечного течения (круг, квадрат);

- отношение длины отверстия к его диаметру: l/d ;

- скорость вращения ω диска с отверстиями, ориентация осей отверстий относительно оси вращения, определяющая центробежные силы, силы Кориолиса;

- перепад давления, влияющий на относительную скорость и сжимаемость потока;

- структура и направление потока на входе и выходе из отверстий, от которых зависят турбулентность, поворот потока, насосный эффект и неравномерность потока.

Детальное рассмотрение течения потока через вращающиеся отверстия [13, 14] позволяет проводить геометрическую и параметрическую

оптимизацию, но при окончательной оценке эффективности систем с отверстиями их необходимо сравнивать с «идеальным» случаем – с системами без отверстий.

Приведенный краткий анализ можно логически трансформировать в парадигму настоящего исследования, в которой системы без отверстий априори обладают лучшими характеристиками. Остается вопрос в количественном выражении сформулированного превосходства.

Анализ представленных работ показал, что, несмотря на подробное изучение процесса перетекания воздуха через отверстия, общей картины анализа изменения давления и температуры под лопаткой ни в одной из работ не представлено.

Целью настоящей работы является разработка руководящих принципов для конструктора при проектировании систем подвода с вращающимися отверстиями и без них. В основе конструкторского понимания поставленной цели лежат три задачи:

1. Обеспечение заданного уровня давления охлаждающего воздуха под рабочей лопаткой путем снижения потерь давления в системе.

2. Снижение температуры подводимого воздуха в зависимости от начальной закрутки потока.

3. Снижение затрат мощности системы.

2. Основы аналитического решения поставленных задач и численный эксперимент

Как уже отмечалось выше, предполагается, что вращающиеся отверстия должны обладать некоторым дросселирующим эффектом и подпирать поток. Для количественной оценки данного эффекта необходимо ввести некий коэффициент – коэффициент дросселирования.

Расчет коэффициента дросселирования, по аналогии с [2], будем вести по следующему выражению:

$$C_{DRis} = \dot{m}_{A3is} / \dot{m}_{A3isR}, \quad (1)$$

где \dot{m}_{A3is} – идеальный (изоэнтропный) расход через аппарат закрутки для систем без вращающихся отверстий, кг/с; \dot{m}_{A3isR} – идеальный расход через аппарат закрутки для систем с вращающимися отверстиями, кг/с.

Для вычисления изоэнтропного расхода \dot{m}_{A3is} предлагается использовать формулы:

– для докритического перепада:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{A3is} &= \rho_{1is} \cdot c_{1ais} \cdot A_{1a} = \frac{p_0^*}{\pi_{A3} R T_{1is}^*} c_{1ais} A_{1a} = \\ &= \frac{p_0^* \pi_{A3}^{k-1/k}}{\pi_{A3} R T_0^*} c_{1ais} A_{1a} = \frac{p_0^*}{\pi_{A3}^{1/k} R T_0^*} c_{1ais} A_{1a}, \end{aligned} \quad (2)$$

– для сверхкритического перепада на аппарате закрутки:

$$\dot{m}_{A3is} = \frac{p_0^*}{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{k-1} R T_0^*} c_{1ais} A_{1a}, \quad (3)$$

где c_{1ais} – изоэнтропная скорость течения потока в горле аппарата закрутки, м/с, определяется соответствующей статической температурой T_{1ais}^* ; A_{1a} – площадь горла аппарата закрутки, м²; p_0^* – полное давление на входе в аппарат закрутки, Па; T_0^* – полная температура на входе в аппарат закрутки, К; $\pi_{A3} = p_0^*/p_1$ – перепад давления на аппарате закрутки; ρ_{1is} – плотность воздуха на выходе из аппарата закрутки, кг/м³; $R = C_p - C_v$ – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К); $k = C_p/C_v$ – показатель изоэнтропы.

Величина T_{1ais} может быть рассчитана при известном перепаде давления по формуле:

$$T_{1ais} = T_1^* \left(\pi(\lambda_{1ais}) \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4)$$

Учитывая, что для изоэнтропного ($p_0^* = p_1^* = p_{1a}^*$) и, одновременно, адиабатного процесса ($T_1^* = T_{1a}^* = T_0^*$) при докритическом перепаде давления имеем $\pi(\lambda_{1ais}) = \frac{1}{\pi_{A3}}$

$= \frac{p_1}{p_0^*} = \frac{p_{1a}}{p_0^*}$, а при сверхкритическом перепаде –

$\pi_{A3} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$, выражение (4) можно переписать в следующем виде:

$$T_{1ais} = T_0^* \left(\frac{1}{\pi_{A3}} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (5)$$

Для определения изоэнтропной скорости течения из аппарата закрутки удобно пользоваться выражением:

$$\begin{aligned} c_{1ais} &= \sqrt{2C_p (T_{1a}^* - T_{1ais}^*)} = \\ &= \sqrt{2C_p T_0^* \left(1 - \left(p_1/p_0^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \\ &= \sqrt{2C_p T_0^* \left(1 - (1/\pi_{A3})^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \end{aligned} \quad (6)$$

где C_p – удельная изобарная теплоемкость Дж/(кг·К), получаемая по полиномиальной зависимости от температуры $C_p = R \cdot (a_1 + a_2 T_0^* + a_3 T_0^{*2} + a_4 T_0^{*3} + a_5 T_0^{*4})$, a_1, \dots, a_5 – известные константы.

Таким образом, с учетом (2) и (6) для докритического перепада коэффициент дросселирования равен:

$$C_{DRis} = \frac{\pi_{A3} R^{1/k} \left(1 - (1/\pi_{A3})^{\frac{k-1}{k}} \right)}{\pi_{A3}^{1/k} \left(1 - (1/\pi_{A3})^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (7)$$

Расчет коэффициента дросселирования (7) с использованием формул (2)–(6) необходимо проводить при анализе результатов расчета системы подвода по одномерной гидравлической модели.

Более затратным, но не менее информативным является оценка коэффициента дросселирования (7) по результатам трехмерного расчета вязкого сжимаемого воздуха методом численного моделирования.

Численное исследование течения воздуха в системе подвода проведено в диапазоне критериев подобия, соответствующих режиму работы перспективного ГТД: $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$, $0.375 < \lambda_T < 0.98$; $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$, при начальной закрутке потока: $0.55 < \beta_1 < 2.5$. Здесь Re_ϕ , C_w – адаптированные критерии подобия; λ_T – обобщенный параметр турбулентного потока [16]; β_0 – закрутка потока на выходе из аппарата закрутки.

Для численного моделирования использован программный продукт Ansys CFX с конечно-объемным мультигридным решателем. При дискретизации осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (RANS) использована аппроксимация по методу конечных объемов со схемой второго порядка точности. При решении уравнения энергии учитывалась работа вязких сил. Эффект плавучести в поле центробежных сил не учитывался. Особенности расчетной модели и ее валидация на основе

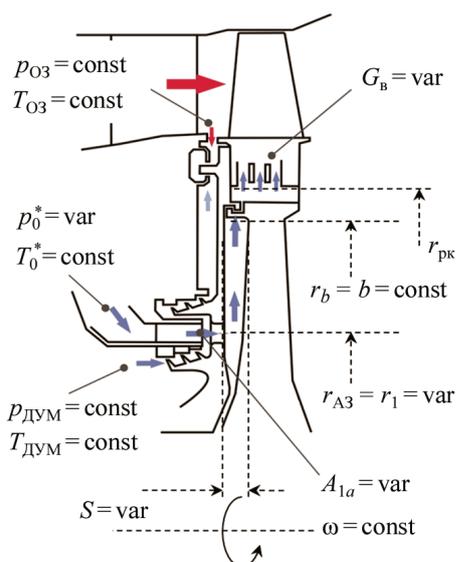


Рис. 3. Переменные и постоянные геометрические характеристики, параметры режима для численного эксперимента: G_b – расход воздуха в рабочую лопатку, кг/с; p_{O3} – давление, Па; T_{O3} – температура в осевом зазоре, К; p_0^* – давление, Па; T_0^* – температура на входе в аппарат закрутки, К; $p_{двум}$ – давление, Па; $T_{двум}$ – температура в думисной полости, К; S – ширина вращающегося диффузора, м²; r_{pk} – радиус входа в рабочую лопатку, м; r_b, b – радиус выхода из вращающегося диффузора, м; r_{A3} – радиус расположения аппарата закрутки, м; $\bar{r}_{A3} = r_{A3}/r_b$ – относительный радиус расположения аппарата закрутки; A_{1a} – площадь горла аппарата закрутки, м²; S – ширина вращающегося диффузора, м²; ω – угловая скорость вращения диска, рад/с

экспериментальных данных представлены в работе [15].

Стационарная режимная работа системы подразумевает тепловое равновесие между диском и подводимым воздухом, который в силу конструктивных особенностей системы стремится исключить тепловой поток из проточной части двигателя на периферии диска в месте крепления рабочей лопатки, что позволяет решить задачу о влиянии вращающихся отверстий на характеристики системы в адиабатной постановке.

Переменные и постоянные геометрические характеристики, а также параметры режима для численного эксперимента представлены на рис. 3.

Расчеты выполнялись для трех относительных радиусов расположения аппарата закрутки: $\bar{r}_{A3} = 0.5, 0.66, 0.83$. С перемещением аппарата предварительной закрутки вверх вдоль радиуса

Таблица 1. Геометрические характеристики системы в зависимости от изменения радиуса расположения аппарата закрутки

Наименование характеристики	Обозначение	Относительный радиус расположения аппарата закрутки		
		0.5	0.66	0.83
Количество лопаток АЗ	n	36	54	67
Шаг лопаток АЗ	$bs, \text{мм}$	26.22	22	21.42
Отн. шаг лопаток	bs / ch	0.71	0.72	0.71
Высота аппарата закрутки, $A_{A3}=3000 \text{ мм}^2$	$H_{3000}, \text{мм}$	18.8	13.6	11.4
Высота аппарата закрутки, $A_{A3}=1500 \text{ мм}^2$	$H_{1500}, \text{мм}$	9.4	6.8	5.7
Количество отверстий	N	20	36	55
Диаметр отверстий	$D, \text{мм}$	19	14	11.4
Площадь отверстий	$A_{отв}, \text{мм}^2$	5667.7	5540	5611
Отношение площадей	$A_{отв}/A_{A3}$	1.9 и 3.8	1.8 и 3.7	1.8 и 3.7

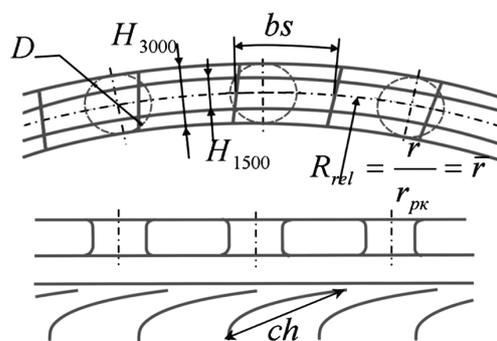


Рис. 4. Геометрические параметры аппарата закрутки и отверстий

относительный шаг лопаток аппарата закрутки и его площадь оставались неизменными (табл. 1).

Максимальный радиус вращающегося диффузора соответствовал радиусу входа в байонетное соединение $\bar{r} = 0.9 = \bar{r}_b$. Геометрические характеристики вариантов геометрии представлены в табл. 1 и на рис. 4. Относительная ширина вращающегося диффузора $\bar{s} = s / r_b = s / b$ оставалась постоянной: $\bar{s} = 0.04$.

3. Результаты расчетов

На рис. 5 представлены зависимости коэффициента дросселирования $C_{DR} = \dot{m}_{A3} / \dot{m}_{A3R}$ и коэффициента перепада давления

$$\Delta(\pi_{A3}) = \frac{\pi_{A3} - \pi_{A3R}}{\pi_{A3R}} \cdot 100\%$$

от начальной закрутки потока β_1 . Функция $C_{DR} = f(\beta_1)$ показывает снижение или увеличение расхода через аппарат закрутки при введении в конструкцию вращающихся отверстий. Зависимость $\Delta(\pi_{A3}) = f(\beta_1)$ позволяет определить снижение или увеличение перепада давления на аппарате закрутки при введении в конструкцию вращающихся отверстий.

Комплекс зависимостей, изображенных на рис. 5, позволяет объяснить природу различия систем с вращающимися отверстиями и без них. Проведем анализ для «среднего» расположения аппарата закрутки $\bar{r}_{A3} = 0.66$ (см. рис. 5, кривые 2 и 5). Для недокрученного потока ($\beta_1 < 0.7$) и перекрученного ($\beta_1 > 1.6$) вращающиеся отверстия приводят к снижению перепада на аппарате закрутки π_{A3R} относительно перепада π_{A3} для конструкции без отверстий, что сопровождается резким снижением коэффициента дросселирования C_{DR} и, соответственно,

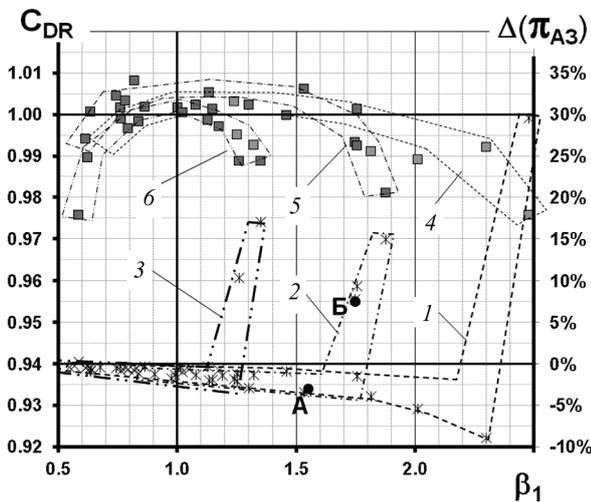


Рис. 5. График изменения коэффициента дросселирования аппарата закрутки $C_{DR} = f(\beta_1)$ и перепада давления на аппарате закрутки $\Delta(\pi_{A3}) = f(\beta_1)$ от начальной закрутки потока в системе без вращающихся отверстий для различных относительных радиусов расположения аппарата закрутки: «нижнего» $\bar{r}_{A3} = 0.5$, «среднего» $\bar{r}_{A3} = 0.66$ и «верхнего» $\bar{r}_{A3} = 0.83$. По основной шкале $C_{DR} = f(\beta_1)$; 4 – $\bar{r}_{A3} = 0.5$; 5 – 66; 6 – 0.83. По вспомогательной шкале $\Delta(\pi_{A3}) = f(\beta_1)$: 1 – $\bar{r}_{A3} = 0.5$; 2 – 0.66; 3 – 0.66

расхода воздуха через аппарат закрутки. Таким образом, вращающиеся отверстия снижают на 2–3% расход воздуха через аппарат закрутки, подпирая поток.

Для начальной закрутки $0.7 < \beta_1 < 1.6$ расход воздуха через аппарат закрутки не снижается, в некоторых случаях даже возрастает на 0.5–1% относительно системы без отверстий. Увеличенный расход и увеличенный до 5% перепад на аппарате закрутки подтверждают подкачивающий эффект, создаваемый вращающимися отверстиями.

На рис. 6 представлена схема расположения сечений осреднения параметров. Осреднение проводилось на концентрических радиальных поверхностях, через которые поток перетекал в одном направлении.

Параметры торможения осреднялись по расходу, статические – по площади.

Для пояснения обобщающего графика, изображенного на рис. 5, построим графики изменения основных параметров по радиусу для систем без отверстий в покрывном диске и для систем с отверстиями (рис. 7, 8).

Из рис. 7 и 8 видно, что и для точки А (см. рис. 5) и для точки Б отверстия в покрывном диске из-за гидравлических потерь снижают давление под рабочей лопаткой, при этом на практике обеспечение заданного уровня давления под рабочей лопаткой логично приведет к эквивалентному увеличению температуры подаваемого воздуха относительно систем без отверстий.

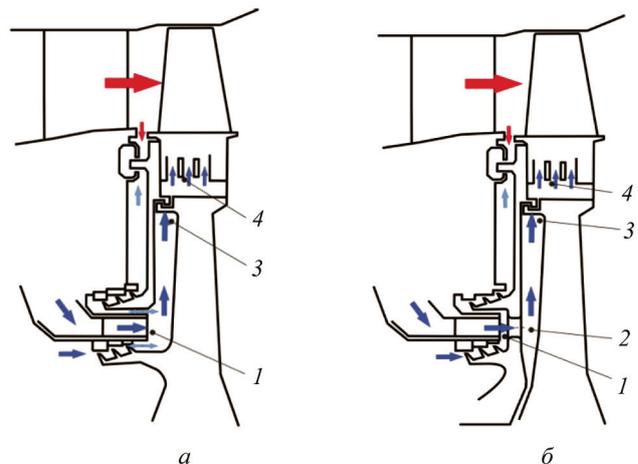


Рис. 6. Схема сечений осреднения параметров: а – система без отверстий в покрывном диске, б – система с отверстиями в покрывном диске. 1 – выход из аппарата закрутки АЗ; 2 – выход из вращающихся отверстий; 3 – выход из вращающегося диффузора, 4 – вход в лопатку

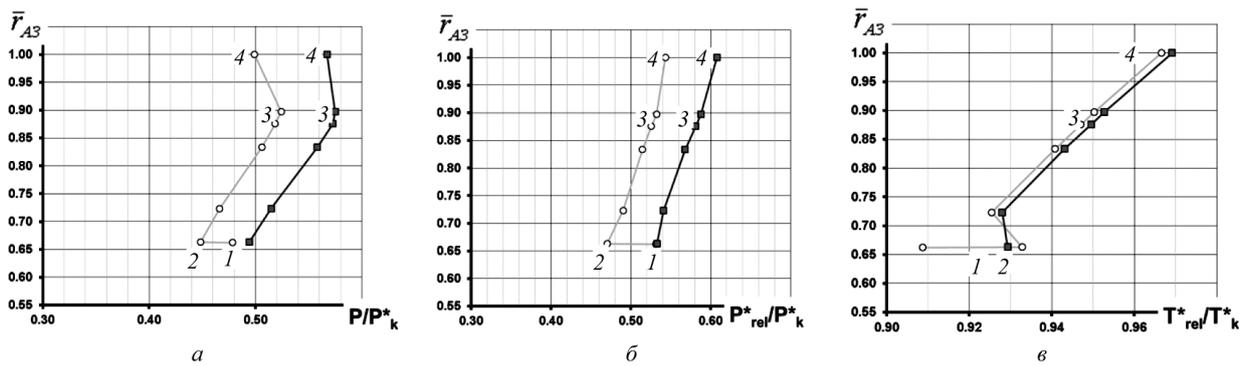


Рис. 7. Графики изменения параметров в сечениях осреднения (см. рис. 6) для точки А (см. рис. 5) для $Re_\varphi = 2.07 \cdot 10^7$, $C_w = 4.386 \cdot 10^5$, $\beta_1 = 1.55$, $\bar{r}_{A3} = 0.66$, $P_0^* = \text{const}$, $G_b = \text{const}$; 1–4 – сечения осреднения параметров (см. рис. 6). а – относительное статическое давление; б – относительное полное давление во вращающейся вместе с диском системе координат; в – относительная полная температура во вращающейся вместе с диском системе координат; \circ – система с отверстиями; \blacksquare – система без отверстий

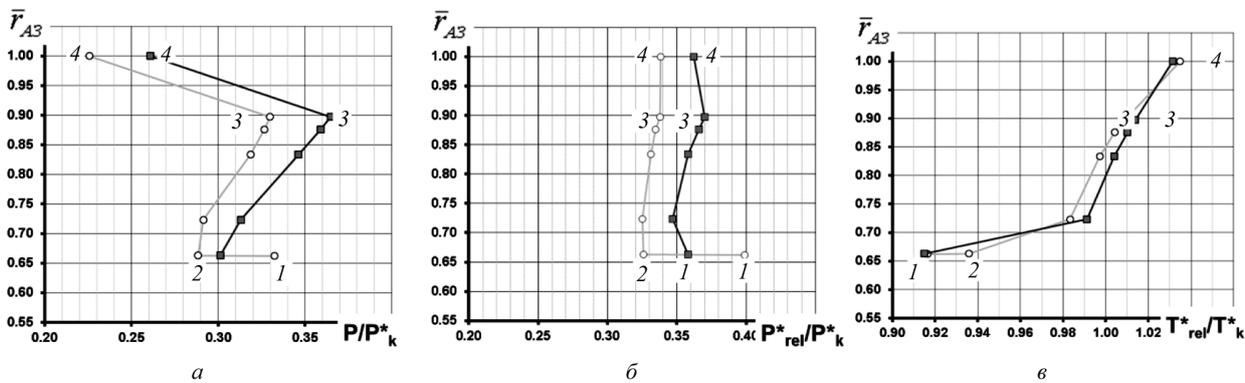


Рис. 8. Графики изменения параметров в сечениях осреднения (см. рис. 6) для точки Б (см. рис. 5) для $Re_\varphi = 1.69 \cdot 10^7$, $C_w = 5.183 \cdot 10^5$, $\beta_1 = 1.75$, $\bar{r}_{A3} = 0.66$, $P_0^* = \text{const}$, $G_b = \text{const}$; 1–4 – сечения осреднения параметров (см. рис. 6). а – относительное статическое давление; б – относительное полное давление во вращающейся вместе с диском системе координат; в – относительная полная температура во вращающейся вместе с диском системе координат; \circ – система с отверстиями; \blacksquare – система без отверстий

Для оценки влияния отверстий на характеристики вращающегося диффузора, располагающегося непосредственно за отверстиями, служат графики закрутки на входе во вращающийся диффузор β_1 (рис. 9) и на выходе из него β_b (рис. 10) в зависимости от идеальной изоэнтальной закрутки β_{1is} для систем с отверстиями и без них.

Рис. 9 показывает влияние соотношения площади отверстий и площади аппарата закрутки $A_{отв}/A_{A3}$ на закрутку потока β_1 на входе во вращающийся диффузор системы подвода. При низких значениях $A_{отв}/A_{A3}$ происходит более ранняя «деградация» характеристик, которая характеризуется интенсивным снижением закрутки β_1 на входе во вращающийся диффузор: при начальной закрутке $\beta_{1is} = 1.4$ снижение отношения площадей $A_{отв}/A_{A3}$ с 3.7 до 1.8 приводит к снижению на 36% закрутки на входе во вращающийся диффузор (с 1.1 до 0.7). Отверстия

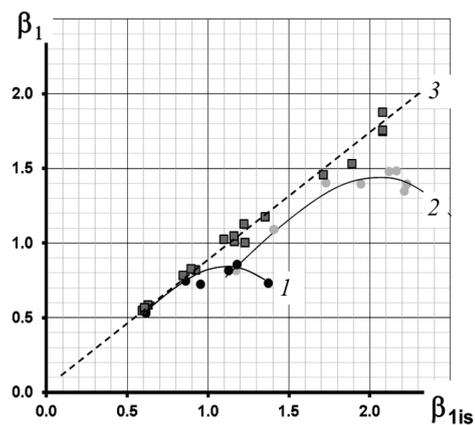


Рис. 9. График зависимости закрутки на входе во вращающийся диффузор от идеальной закрутки для $\bar{r}_{A3} = 0.66$: 1 – $A_{отв}/A_{A3} = 1.8$; 2 – $A_{отв}/A_{A3} = 3.7$; 3 – без отверстий

в покрывном диске для диапазона $\beta_{1is} > 1$ снижают закрутку на входе во вращающийся диффузор по отношению к системе без отверстий.

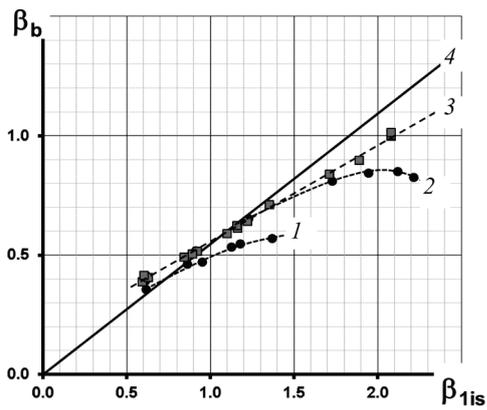


Рис. 10. График зависимости закрутки под байонетом от идеальной закрутки для $\bar{r}_{A3} = 0.66$: 1 – $A_{отв}/A_{A3} = 1.8$; 2 – $A_{отв}/A_{A3} = 3.7$; 3 – без отверстий; 4 – изэнтропное течение по закону свободного вихря

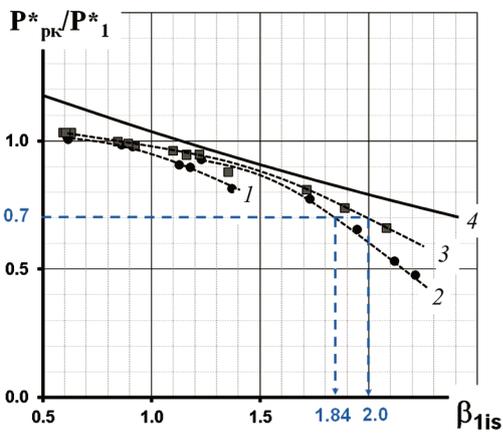


Рис. 11. Зависимость изменения давления в системе P_{pk}^*/P_1^* от начальной идеальной закрутки β_{1is} для $\bar{r}_{A3} = 0.66$: 1 – $A_{отв}/A_{A3} = 1.8$; 2 – $A_{отв}/A_{A3} = 3.7$; 3 – без отверстий; 4 – изэнтропное течение по закону свободного вихря [14]

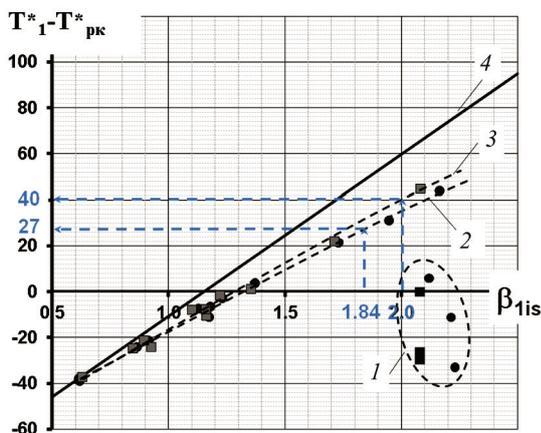


Рис. 12. Зависимость способности системы снижать температуру $T_{pk}^* - T_1^*$ относительно начальной идеальной закрутки β_{1is} для $\bar{r}_{A3} = 0.66$: 1 – режимы с затеканием газа из полости осевого зазора; 2 – $A_{отв}/A_{A3} = 1.8...3.7$; 3 – без отверстий; 4 – изэнтропное течение по закону свободного вихря [14]

Аналогичным образом отверстия оказывают влияние и на закрутку β_b на выходе из вращающегося диффузора под байонетным соединением (см. рис. 10).

Графики зависимости влияния отверстий на способность системы обеспечивать давление под рабочей лопаткой $P_{pk}^*/P_1^* = f(\beta_{1is})$ и снижать температуру под ней $T_{pk}^* - T_1^* = f(\beta_{1is})$ представлены на рис. 11 и 12.

Из рис. 11 видно, что введение отверстий в систему подвода снижает до 22% способность системы обеспечивать рабочую лопатку потребным давлением P_{pk}^*/P_1^* . При этом уменьшение отношения площадей $A_{отв}/A_{A3}$ с 3.7 до 1.8 дополнительно снижает относительное давление под лопаткой P_{pk}^*/P_1^* от 1 до 11%, в зависимости от начальной закрутки β_{1is} . Что связано с особенностями формирования потерь давления на отверстиях [3, 9].

При увеличении начальной закрутки β_{1is} величина относительного давления рабочей лопаткой P_{pk}^*/P_1^* снижается монотонно, и требования по обеспечению $b_{1is} = 1$ и $b_b = 1$ нецелесообразны.

Из рис. 12 следует, что отношение площадей $A_{отв}/A_{A3}$ не влияет на способность системы снижать температуру под рабочей лопаткой $T_1^* - T_{pk}^*$. При этом при увеличении начальной закрутки β_{1is} системы без отверстий увеличивают преимущество в способности снижать температуру под рабочей лопаткой $T_1^* - T_{pk}^*$ относительно систем с отверстиями до 12%. Режимы с затеканием горячего газа (рис. 12, поз. 1) недопустимы, так как при этом исчезает способность систем снижать температуру подводимого охлаждающего воздуха.

Рассмотрим конкретный пример проектирования. Предположим, что под рабочей лопаткой необходимо обеспечить давление $P_{pk}^*/P_1^* = 0.7$; тогда из рис. 11 видно, что потребные начальные закрутки β_{1is} будут 1.84 и 2.0 для систем с отверстиями и без них соответственно. Далее по графику рис. 12 определяем эффект снижения температуры $T_{pk}^* - T_1^*$: для систем без отверстий он почти на 48% выше, чем для систем с отверстиями, что для $\bar{r}_{A3} = 0.66$ и уровня температур двигателя прототипа соответствует 13°C.

Сравнение систем с отверстиями и без них по затратам мощности N для различных радиусов расположения аппарата закрутки представлено на рис. 13. Если говорить в общем, то

явного преимущества по затратам мощности систем без отверстий не прослеживается, однако для заданного уровня давления под рабочей лопаткой $P_{PK}^*/P_1^* = 0.7$ потери мощности для систем с отверстиями выше на 21%.

Выводы

1. Выбрана стратегия оценки влияния вращающихся отверстий на характеристики «соседних» элементов системы подвода. Вверх по потоку для аппарата закрутки введены понятия коэффициента дросселирования $C_{DR} = f(\beta_1)$ и коэффициента перепада давления $\Delta(\pi_{A3}) = f(\beta_1)$. Вниз по потоку для вращающегося диффузора проанализировано влияние отверстий в покрывном диске на закрутку потока на входе $\beta_1 = f(\beta_{1is})$ и выходе $\beta_b = f(\beta_{1is})$ из вращающегося диффузора. Итоговая оценка влияния отверстий проводилась по способности системы обеспечивать давление под рабочей лопаткой $P_{PK}^*/P_1^* = f(\beta_{1is})$, снижать температуру под ней $T_{PK}^* - T_1^* = f(\beta_{1is})$ и по затратам мощности системы на прокачку охлаждающего воздуха к лопаткам $N = f(\beta_{1is})$. Большинство зависимостей построены относительно идеальной изоэнтропной закрутки потока на выходе из аппарата закрутки β_{1is} , которая вычисляется аналитически по известному перепаду давления на аппарате закрутки P_1^*/P_1^* .

Предложенный подход позволяет решить инженерные задачи проектирования и избежать трудоемкого анализа структуры и интегральных характеристик потока при его перетекании через отверстия и классического анализа коэффициента расхода C_{dR} вращающихся отверстий [1–13].

2. Для недокрученного ($\beta_1 < 0.7$) и перекрученного ($\beta_1 > 1.6$) потоков вращающиеся отверстия приводят к снижению на 2–3% расхода через аппарат закрутки, как будто подпирают поток. Для диапазона начальной закрутки $0.7 < \beta_1 < 1.6$ расход воздуха через аппарат закрутки не снижается, в некоторых случаях даже возрастает на 0.5–1% относительно системы без отверстий.

3. Введение отверстий в систему подвода снижает до 22% способность системы обеспечивать рабочую лопатку потребным давлением P_{PK}^*/P_1^* . При этом снижение отношения площадей $A_{отв}/A_{A3}$ с 3.7 до 1.8 снижает относительное давление под лопаткой P_{PK}^*/P_1^* от 1 до 11% в зависимости от начальной закрутки β_{1is} .

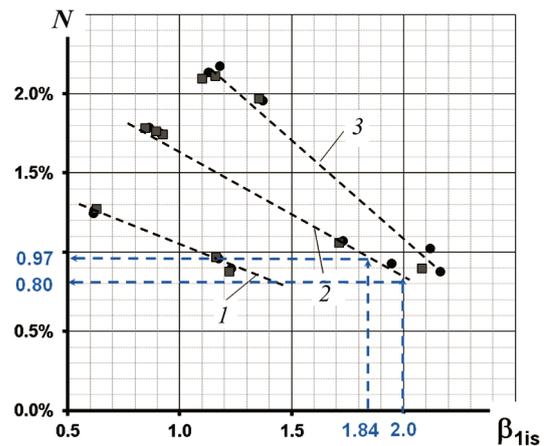


Рис. 13. Потери мощности N систем с отверстиями и без них для различных радиусов расположения аппарата закрутки: 1 — $\bar{r}_{A3} = 0.5$; 2 — 0.66; 3 — 0.83; ● — система с отверстиями, ■ — система без отверстий

4. Величина отношения площадей отверстий и горла аппарата закрутки $A_{отв}/A_{A3}$ не влияет на способность системы снижать температуру под рабочей лопаткой $T_{PK}^* - T_1^*$. При этом при увеличении начальной закрутки β_{1is} системы без отверстий увеличивают преимущество в способности снижать температуру под рабочей лопаткой $T_{PK}^* - T_1^*$ относительно систем с отверстиями до 12%.

5. На основе разработанных зависимостей представлен пример решения задачи проектирования о влиянии отверстий, при этом определено, что для требуемого уровня давления под рабочей лопаткой $P_{PK}^*/P_1^* = 0.7$ эффект снижения температуры $T_{PK}^* - T_1^*$ для систем без отверстий почти на 48% выше, чем для систем с отверстиями, что для относительного радиуса $\bar{r}_{A3} = 0.66$ и уровня температур двигателя прототипа соответствует 13°C . Потери мощности для систем с отверстиями выше на 21%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л. Постников А.М., Федорченко Д.Г. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. Самара: Издательство СНЦ РАН, 2008. 620 с.
2. Kutz K.J., Speer T.M. Simulation of the secondary air system of the aero engines // J. of Turbomachinery. 1994. V. 116. P. 306–315.
3. Popp O., Zimmerman H., Kutz J. CFD analysis of coverplate receiver flow // J. of Turbomachinery. 1998. V. 120. P. 43–49.
4. Dittman M., Dulenkopf K., Witting S. Discharge coefficients of rotating short orifices with radiused and chamfered inlets // J. of Eng. of G.T. and Power. 2004. V. 126. P. 803–808.

5. **Bricaud C., Geis T., Dullenkopf K., Bauer H.-J.** Measurement and analysis of aerodynamic and thermodynamic losses in pre-swirl system arrangements // ASME Paper GT2007-27191. 2007. P. 1115–1126. DOI: 10.1115/GT2007-27191
6. **Geis T., Dittmann M., Dullenkopf K.** Cooling air temperature reduction in a direct transfer pre-swirl system // Proceedings of ASME. Paper GT2003-38231. 2003.
7. **Dittmann M., Geis T., Schramm V., Kim S., Wittig S.** Discharge coefficients of the preswirl system in secondary air systems // ASME. Paper 2001-GT-0122. 2001.
8. **Yan Y., Gord M.F., Lock G.D., Wilson M., Owen J.M.** Fluid dynamics of a pre-swirl rotor-stator system // J. of Turbomachinery, 2003. V. 125. P. 641–647. <https://doi.org/10.1115/1.1578502>
9. **Karabay H., Pilbrow R., Wilson M., Owen J.M.** Performance of pre-swirl rotating-disc systems // *J. Eng. Gas Turbines Power*. 2000. V. 122. P. 442–450. <https://doi.org/10.1115/1.1285838>
10. **Karabay H., Wilson M., Owen J.M.** Predictions of effect of swirl ratio on flow and heat transfer in rotating cavity // *Int. J. of Heat and Fluid Flow*. 2001. V. 22. P. 143–155.
11. **Smout P.D., Chew J.W., Childs P.R.N.** ICAS-GT: A European Collaborative Research Programme on internal cooling air systems for gas turbines // ASME. Paper GT 2002 30479. 2002. DOI: 10.1115/GT2002-30479
12. **El-Sadi H., Guevremont G., Marini R., Girgis S.** CFD study of HPT blade cooling flow supply systems // ASME. Paper GT2007-27228. 2007.
13. **Киселев Б.М.** Закрученные одномерные течения газа // Труды ЦАГИ, 1952. 24 с.
14. **Самойлович Г.С., Морозов Б.И.** Коэффициенты расхода отверстий выравнивания давления в дисках турбины // Теплоэнергетика. 1957. № 8. С. 16–23.
15. **Диденко Р.А., Пиралишвили Ш.А., Виноградов К.А.** Проработка технологии выбора оптимального радиуса расположения аппарата закрутки в системе подвода воздуха к рабочей лопатке турбины // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 11. С. 514–526. DOI: 10.34759/TPT-2019-11-11-514-526
16. **Диденко Р.А., Пиралишвили Ш.А., Шахов В.Г.** Анализ характеристик потока между двумя вращающимися дисками в системе подвода воздуха к рабочей лопатке турбины на основе адаптированных критериев подобия // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 10. С. 434–446. DOI: 10.34759/TPT-2019-11-10-434-446

Analysis of rotating coverplate receiver orifices influence on turbine cooling air supply system characteristics

R.A. Didenko¹, Sh.A. Piralishvili², V.G. Shakhov³

¹ PJSC «UEC-Saturn», Rybinsk, 152903, Russia

² Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, 152934, Russia

³ Samara University, Samara, 443086, Russia

e-mail: roman.didenko@uec-saturn.ru; piral@list.ru; shakhov@ssau.ru

The preswirlled cooling air supplied through discharge nozzles could be collected by a circular array of rotating receiver orifices (CAO) in the coverplate or could be transferred directly through continuous annular slot (CAS) to the rotating diffuser formed by turbine disc and coverplate. This paper presents a validated numerical and analytical study which investigates the differences between turbine cooling air supply system main characteristics with CAO or CAS. Computations were performed within the parameter range similar to gas-turbine engine operating conditions: $0.375 < \lambda_T < 0.98$; $0.548 < \beta_0 < 2.5$; $1.69 \cdot 10^7 < Re_\varphi < 2.33 \cdot 10^7$; $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$. Instead of classical analysis of discharge coefficient of rotating holes which is mainly influenced by geometrical parameters the authors developed the unique technology comprises analyses of forerunning (pre-swirl nozzles) and next following (rotating diffuser) cooling air system unit characteristics. In order to describe throttling effect of the CAO on discharge nozzles it was used throttle mass flow C_{DR} and pressure π_N coefficients which are the ratios of real to hypothetical values mass flow and pressure ratio consequently. For rotating diffuser swirl ratio β was analyzed in the inlet and outlet regions. Finally an engineering approach for total pressure, total temperature of the cooling air before the blade, and system power consumption estimation for CAO and CAS cooling air system was showed. There has been detected that CAO reduce the swirl ratio β at the rotating diffuser outlet, and for the constant required pressure before the blade significantly increase temperature of the cooling air under the blade. It was also showed that main system characteristics depends upon the aspect area ratio of the pre-swirl nozzles and orifices.

Keywords: turbine of gas turbine engine, cooling air delivery system, pre-swirl nozzle, rotating diffuser, coverplate receiver orifices, temperature, pressure, power consumption.

REFERENCES

1. **Danilchenko V.P., Lukachev S.V., Kovylov Yu.L., Postnikov A.M., Fedorchenko D.G.** *Proektirovanie aviatsionnykh gazoturbinykh dvigatelej* [Designing aircraft gas turbine engines]. Samara: Publishing House of the Samara Scientific Center RAS, 2008. 620 p. In Russ.
2. **Kutz K.J., Speer T.M.** Simulation of the secondary air system of the aero engines. *J. of Turbomachinery*, 1994, vol. 116, pp. 306–315.
3. **Popp O., Zimmerman H., Kutz J.** CFD Analysis of cover-plate receiver flow. *J. of Turbomachinery*, 1998, vol. 120, pp. 43–49.
4. **Dittman M., Dullenkopf K., Witting S.** Discharge coefficients of rotating short orifices with radiused and chamfered inlets. *J. of Eng. of G.T. and Power*, 2004, vol. 126, pp. 803–808.
5. **Bricaud C., Geis T., Dullenkopf K., Bauer H.-J.** Measurement and analysis of aerodynamic and thermodynamic losses in pre-swirl system arrangements. *Proceedings of Conference: ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, 2007, paper no. GT2007-27191, pp. 1115–1126. DOI: 10.1115/GT2007-27191
6. **Geis T., Dittmann M., Dullenkopf K.** Cooling air temperature reduction in a direct transfer pre-swirl system. *Proceedings of ASME*, 2003, Paper GT2003-38231.
7. **Dittmann M., Geis T., Schramm V., Kim S., Wittig S.** Discharge coefficients of the pre-swirl system in secondary air systems. ASME Paper 2001-GT-0122, 2001.
8. **Yan Y., Gord M.F., Lock G.D., Wilson M., Owen J.M.** Fluid dynamics of a pre-swirl rotor-stator system. *ASME J. Turbomachinery*, 2003, vol. 125, no. 4, pp. 641–647. <https://doi.org/10.1115/1.1578502>
9. **Karabay H., Pilbrow R., Wilson M., Owen J.M.** Performance of pre-swirl rotating-disc systems. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 2000, vol. 122, no. 3, pp. 442–450. <https://doi.org/10.1115/1.1285838>
10. **Karabay H., Wilson M., Owen J. M.** Predictions of effect of swirl ratio on flow and heat transfer in rotating cavity. *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, 2001, vol. 22, pp.143–155.
11. **Smout P.D., Chew J.W., Childs P.R.N.** ICAS-GT: A European Collaborative Research Programme on internal cooling air systems for gas turbines. *Proceedings of Conference: ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*, 2002, paper no. GT2002-30479, pp. 907–914. DOI: 10.1115/GT2002-30479
12. **El-Sadi H., Guevremont G., Marini R., Girgis S.** CFD study of HPT blade cooling flow supply systems. ASME Paper GT2007-27228, 2007.
13. **Kiselev B.M.** *Zakruchennyye odnomernyye techeniya gaza* [Swirling one-dimensional gas flows]. Moscow: Transactions of Central Aerohydrodynamic Institute, 1952. 24 p. In Russ.
14. **Samoilovich G.S., Morozov B.I.** Koehffitsienty raskhoda otverstij vyравnvaniya davleniya v diskakh turbiny [Flow coefficients of pressure equalization holes in turbine disks]. *Teplouhnergetika*, 1957, vol. 8, pp. 16–23. In Russ.
15. **Didenko R.A., Piralishvili Sh.A., Vinogradov K.A.** Prorabotka tekhnologii vybora optimal'nogo radiusa raspolozheniya apparata zakrutki v sisteme podvoda vozdukha k rabochej lopatke turbiny [Development of technology for choosing the optimal radius of pre-swirl nozzles in turbine cooling air delivery system]. *Teplovyye protsessy v tekhnike – Thermal Processes in Engineering*, 2019, vol. 11, no. 11, pp. 514–526. In Russ. DOI: 10.34759/TPT-2019-11-11-514-526
16. **Didenko R.A., Piralishvili Sh.A., Shahov V.G.** Analiz kharakteristik potoka mezhdru dvumya vrashhayushhimisya diskami v sisteme podvoda vozdukha k rabochej lopatke turbiny na osnove adaptirovannykh kriteriev podobiya [Characteristics analysis of a flow between two rotating discs in the air supply system to the turbine rotor blade based on adapted similarity criteria]. *Teplovyye protsessy v tekhnike – Thermal Processes in Engineering*, 2019, vol. 11, no. 10, pp. 434–446. In Russ. DOI: 10.34759/TPT-2019-11-10-434-446