

УДК 621.438

## ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБИН ТРДД С ДИАГОНАЛЬНОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТЬЮ

А. Е. Ремизов<sup>1</sup>, В. В. Вятков<sup>2</sup>, Е. С. Осокина<sup>3</sup>

<sup>1,2</sup> ad@rsatu.ru, <sup>3</sup> ye.osokina@yandex.ru

ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева»  
(РГАТУ им. П. А. Соловьева)

Поступила в редакцию 24.12.2018

**Аннотация.** Приводится анализ особенностей рабочего процесса в турбине ГТД с диагональной проточной частью, что актуально для современных ТРДД с большой степенью двухконтурности. Показано, что рабочий процесс в диагональной ступени турбины необходимо анализировать с учетом изменения радиуса проточной части и конструктивной компоновки каскада турбин. Показано влияние угла наклона проточной части на КПД турбины. Особо выделяется сопловой аппарат первой ступени ТНД, работающий совместно с межтурбинным переходным каналом. Анализируются подходы к определению потерь энергии в лопаточных венцах диагональной турбины при различных вариантах конструктивной компоновки проточной части.

**Ключевые слова:** ТРДД; турбина низкого давления; диагональные лопаточные венцы; потери кинетической энергии; угол наклона проточной части.

### ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время полностью сформировался конструктивный облик газотурбинных двигателей различного авиационного и энергетического назначения. Конструктивной особенностью каскадов турбин современных ГТД является наличие ступеней, в которых реализуется подъем средней линии проточной части (рис. 1). Это актуально для турбин низкого давления ТРДД для дозвуковых самолетов. Анализ опубликованных работ показывает, что угол подъема средней линии может превышать  $30^\circ$  [1].

Классическая методология проектирования турбин основана на теории осевой ступени турбины и продувках плоских лопаточных венцов. Данная методология нуждается в совершенствовании, т.к. ее применение для современной турбины будет приводить к занижению потерь в проточной части и завышению КПД турбины. Сквозной трехмерный расчет проточной части,

основанный на моделировании работы турбины в пакетах прикладных программ, также занижает потери [2, 3].

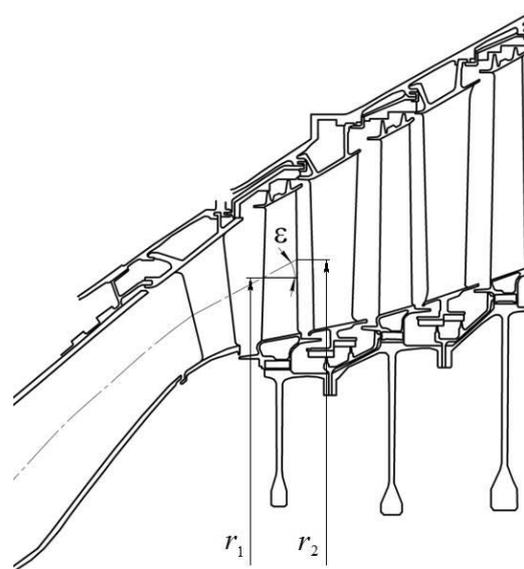


Рис. 1. Схема проточной части турбины с подъемом среднего диаметра

Учет влияния угла наклона проточной части на рабочий процесс турбины необходимо вводить уже на стадии одномерного расчета турбины и выбора степени реактивности ступеней. Необходимо уточнять определение коэффициентов скорости соплового аппарата и рабочего колеса и методы оценки эффективности рабочего процесса турбины в целом.

### ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ДИАГОНАЛЬНОЙ ТУРБИНЕ

Проанализируем особенности процесса расширения в ступени турбины с диагональной проточной частью, основываясь на предположениях и допущениях работы [4]. Особенности преобразования энергии в рабочем колесе диагональной ступени турбины обусловлены появлением инерционных сил, порождаемых кориолисовым ускорением.

Работа, совершаемая рабочим колесом на преодоление кориолисовых сил, подводится непосредственно к газовому потоку в рабочем колесе и затем вновь преобразуется в эффективную работу ступени на валу. Работа против кориолисовых сил совершается рабочим колесом при движении газа в межлопаточных каналах. Часть этой работы возвращается рабочему телу в виде приращения располагаемой энтальпии торможения в относительном движении.

Одна часть работы против кориолисовых сил преобразуется в располагаемый перепад энтальпий в рабочем колесе. Вторая часть работы остается в газе в виде кинетической энергии вращательного движения газа вместе с рабочим колесом, т.е. газ получает приращение кинетической энергии, равное:

$$\Delta E_u = \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2). \quad (1)$$

Вместе с тем ввиду неидеальности процесса расширения, приращение располагаемой энергии в рабочем колесе не будет в точности равно приращению энтальпии в относительном движении  $\Delta i_{wc}^*$ . Наглядно это видно на  $i$ - $S$  диаграмме процесса расширения в турбине, показанной на рис. 2. Если бы этот процесс был изоэнтропическим,

располагаемая кинетическая энергия в рабочем колесе составила бы величину  $w_{2tc0}^2/2$  (изоэнтропа между точками  $2_{wtc}^*$  и  $2_t$ ). В действительности процесс закончится в точке  $2_{tc}^*$  (на изобаре  $P_{w2c}^* < P_{w2tc}^*$ ), поэтому располагаемая кинетическая энергия будет равна  $w_{2tc}^2/2$  (изоэнтропа между изотермой  $i_{w2c}^*$  и точкой  $2_{tc}$  на изобаре  $P_2$ , которая сместится вправо по сравнению с точкой  $2_t$  – точкой конца процесса изоэнтропического расширения в рабочем колесе при отсутствии кориолисовых сил).

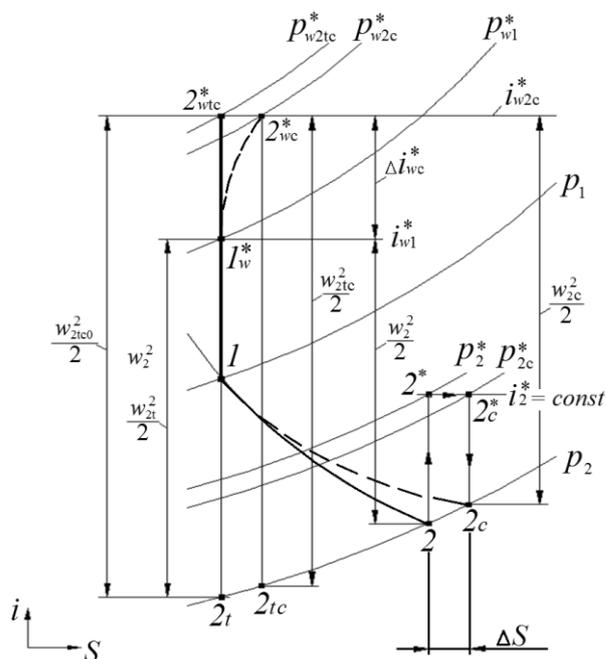


Рис. 2. Диаграмма процесса расширения газа в рабочем колесе при  $r_2/r_1 > 1$

Различие в указанных энергиях составит величину

$$\frac{W_{2tc0}^2}{2} - \frac{W_{2tc}^2}{2} = \frac{k}{k-1} RT_{2t} \left( \left( \frac{P_{w2tc}^*}{P_{w2c}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right), \quad (2)$$

где  $T_{2t}$  – температура газа в точке  $2_t$ ;  $k$  – показатель адиабаты;  $R$  – газовая постоянная.

Соответственно, точка окончания процесса расширения газа в реальном процессе  $2_c$  сместится вправо вдоль изобары  $P_2$  по сравнению с точкой  $2$ , соответствующей этому условию при отсутствии кориолисовых сил. Поэтому кинетическая энергия в относительном движении на выходе

из колеса составит величину  $w_{2c}^2/2$  (изоэнтропа между изотермой  $i_{w2c}^*$  и точкой  $2c$ ). Приращение энтропии при этом сдвиге конечной точки составит величину

$$\Delta S = -R \ln \left( \frac{P_{w2c}^*}{P_{w2tc}^*} \right). \quad (3)$$

По аналогии с осевой турбиной воспользуемся коэффициентами скорости лопаточных венцов  $\varphi_\varepsilon$  для соплового аппарата и  $\psi_\varepsilon$  для рабочего колеса. Величина  $\varphi_\varepsilon$  определяется только изменением потерь кинетической энергии в сопловом аппарате за счет усложнения структуры течения, а величина  $\psi_\varepsilon$  дополнительно зависит от действия кориолисовых сил.

Таким образом, отношение давлений в формуле (3) можно выразить следующим образом:

$$\frac{P_{w2c}^*}{P_{w2tc}^*} = \frac{\pi(\lambda_{w2tc0})}{\pi(\lambda_{w2tc0}\psi_\varepsilon)}, \quad (4)$$

где  $\pi(\lambda)$  – газодинамическая функция давления.

Лопаточный коэффициент полезного действия ступени в условиях воздействия кориолисовых сил имеет вид:

$$\eta_{л} = \frac{1}{\frac{c_{ад}^2}{2}} \left[ \frac{c_{ад}^2}{2} - (1-\varphi_\varepsilon^2) \frac{c_{1t}^2}{2} + \Delta L_{pkt} - (1-\psi_\varepsilon^2) \frac{w_{2tc0}^2}{2} - L_c + \Delta i_{wc} + \Delta E_u \right], \quad (5)$$

где  $c_{1t} = c_{ад} \sqrt{1-\rho}$ ;  $\Delta L_{pkt} = \rho \cdot c_{ад}^2 (\xi_{ст} - 1) / 2$  – приращение располагаемой энергии за счет возврата тепла в ступени;  $\xi_{ст} = \tau(\varphi_{\lambda_{1t}}) / \tau(\lambda_{1t})$  – коэффициент возврата тепла в ступени. В выражении (5) сумма  $(-L_c + \Delta i_{wc} + \Delta E_u)$  равна нулю, поэтому влияние кориолисовых сил на  $\eta_{л}$  сводится к изменению слагаемого  $(1-\psi_\varepsilon^2)w_{2tc0}^2/2$ . С учетом соотношения  $w_{2tc0}^2/2 = w_{2t}^2/2 + \Delta i_{wc}^*$  (рис. 2) и известных выражений для работы ступени [5] после преобразований из (5) получаем

$$\eta_{л} = \psi_\varepsilon^2 \left[ \varphi^2 (1-\rho) + \rho \xi_{ст} \right] + \frac{u_1}{c_{ад}} \times$$

$$\times \left[ \left( 2\varphi \sqrt{1-\rho} \cos(\alpha_1) - \frac{u_1}{c_{ад}} \right) - \frac{u_1}{c_{ад}} \left( \frac{r_2^2}{r_1^2} - 1 \right) \right] \times (1-\psi_\varepsilon^2). \quad (6)$$

Связь между  $\eta_{л}$  и мощностным коэффициентом полезного действия ступени  $\eta_u$  устанавливается соотношением  $\eta_u = \eta_{л} - c_{2}^2 / c_{ад}^2$ , которое после преобразования на основании выходного треугольника скоростей дает

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_{ад}} \left\{ \varphi \sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{ад}} \frac{r_2}{r_1} + \sqrt{\varphi^2 (1-\rho) - \frac{u}{c_{ад}} \frac{r_2}{r_1} \left( 2\varphi \sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{ад}} \right) + \rho} - \frac{\left( \frac{c_{2a}}{c_{ад}} \right)^2}{\left( \frac{c_{ад}}{c_{ад}} \right)^2} \right\}. \quad (7)$$

В случае осевой ступени ( $r_1 = r_2$ ) в пренебрежении возвратом тепла ( $\xi_{ст} = 1$ ) формула (6) обращается в формулу П. И. Казанджана, а формула (7) – в формулу И. И. Кулагина [5].

Проанализируем влияние диагональности проточной части на примере ТРДД для дозвукового самолета. Для анализа примем два направления развития ТРДД – ТРДД с газогенераторами «большой» и «малой» размерности. В первом случае примем параметры рабочего процесса:  $P_{взл} = 400$  кН;  $\pi_{к\Sigma}^* = 42$ ;  $m = 8,4$ ;  $T_{г}^* = 1420$  К, а для газогенератора малой размерности:  $P_{взл} = 70$  кН;  $\pi_{к\Sigma}^* = 25$ ;  $m = 4,7$ ;  $T_{г}^* = 1400$  К.

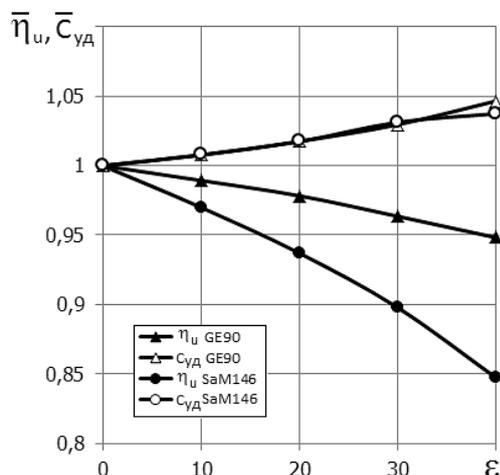
На рис. 3 показано изменение КПД турбины низкого давления в зависимости от угла наклона проточной части в области первого рабочего колеса. Распределение углов проточной части по другим ступеням задавалось в соответствии с прототипами при постоянных значениях коэффициентов потерь в лопаточных венцах. Расчеты выполнены для шестиступенчатой ТНД GE90 и трехступенчатой ТНД SaM146 соответственно. Угол наклона проточной части для ступеней ТНД принимался по прототипу в соответствии с табл. 1.

Видно, что наклон проточной части приводит к значительному падению эффективности турбины и, как следствие, к увеличению удельного расхода топлива. Причем влияние диагональности на КПД турбины больше для газогенератора малой размерности и трехступенчатой турбины низкого давления, чем для ТРДД с газогенератором большой размерности и шестиступенчатой ТНД. А удельный расход топлива при этом меняется практически одинаково. Это объясняется различием в степенях двухконтурности и компоновке ТНД. При шестиступенчатой ТНД основное влияние диагональности проявляется на первых трех ступенях, а при трехступенчатой ТНД все ступени высоконагружены и имеют подъем средней линии проточной части.

Таблица 1

**Изменение углов наклона проточной части в области РК ТНД**

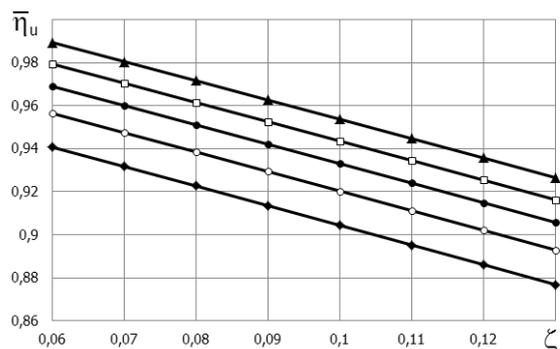
Двигатель	Номер ступени ТНД					
	1	2	3	4	5	6
GE90	0...40°	19°	9°	-4°	-10,5°	-11°
SaM146	0...40°	17,5°	1,5°	-	-	-



**Рис. 3.** Влияние угла наклона проточной части на КПД ТНД и удельный расход топлива ТРДД

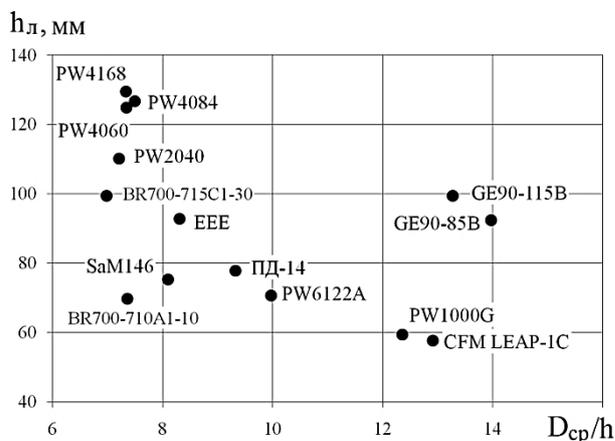
На рис. 4 показано влияние уровня потерь в лопаточных венцах соплового аппарата и рабочего колеса на эффективность диагональной турбины. Увеличение потерь в лопаточных венцах также негативно сказывается на эффективности турбины. Поэтому снижение потерь в лопаточных венцах остается актуальной задачей. Уровень

потерь кинетической энергии определяется размерностью турбины. Уменьшать размерность лопаток первых ступеней ТНД не целесообразно из-за значительного роста влияния вторичных течений на потери. Косвенным доказательством этого являются статистические данные о высоте лопаток первых ступеней ТНД, показанных на рис. 5.



**Рис. 4.** Влияние потерь в лопаточных венцах на КПД турбины с диагональной проточной частью:

▲ – 0°; □ – 10°; ● – 20°; ◊ – 30°; ◆ – 40°



**Рис. 5.** Высота лопатки соплового аппарата первой ступени ТНД различных ТРДД

Видно, что высота лопатки соплового аппарата первых ступеней ТНД ТРДД не менее 55 мм. Дальнейшее уменьшение высоты лопатки приведет к резкому возрастанию потерь. При высоте лопатки 55 мм для первого соплового аппарата ТНД начинает реализовываться режим смыкания вторичных течений в межлопаточном канале [2]. Учет диагональности проточной части необходимо вводить уже на стадии одномерного расчета турбины при назначении коэффициентов  $\varphi_\epsilon$  и  $\psi_\epsilon$ .

### ПОТЕРИ В ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦАХ С ДИАГОНАЛЬНОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТЬЮ

Подход к учету диагональности проточной части для различных лопаточных венцов ТНД должен быть различным. Особенно это касается первой ступени ТНД. Сопловой аппарат и рабочее колесо этой ступени имеют наибольший угол наклона проточной части.

Классический подход к определению потерь в лопаточных венцах для проектирования турбинной ступени основан на гипотезе аддитивности потерь [2, 5]. Проектирование ТНД ТРДД осложняется еще и тем, что для первых ступеней (особенно для сопловых аппаратов) не пригодны известные методы оценки потерь в лопаточных венцах. Существующие методики определения потерь можно подразделить на полуэмпирические методы, основанные на результатах продувок плоских решеток профилей и принципе суперпозиции различных видов потерь и методы сквозного численного моделирования. Первые методы в данном случае не применимы из-за отсутствия информации о влиянии угла наклона проточной части на составляющие потерь, а сквозное численное моделирование всегда занижает КПД венцов [3].

В случае сопловых аппаратов первой ступени ТНД такой подход неприменим, т.к. характеристики сопловых аппаратов во многом определяются параметрами на входе, которые формируются в межтурбинном переходном канале [1, 3, 6, 7].

Исследования турбинных решеток с подъемом средней линии [1, 6, 7] показали, что аэродинамические характеристики диагональных сопловых аппаратов первой ступени ТНД необходимо получать только в системе с МПК.

На характеристики соплового аппарата первой ступени ТНД оказывают влияние следующие параметры:

1. Параметры за турбиной высокого давления (определяются размерностью и конструктивной схемой ТВД [1]).
2. Параметры межтурбинного переходного канала (в основном наличием или отсутствием отрыва потока).
3. Угол подъема средней линии проточной части соплового аппарата.

4. Размерность соплового аппарата первой ступени ТНД (с точки зрения динамики вторичных течений [2]).

На рис. 6 показано распределение потерь по высоте в сопловом аппарате ТНД с различным углом наклона проточной части, работающих совместно с переходным каналом. Параметры модели исследования соответствовали первой ступени ТНД ТРДД с газогенератором малой размерности и охлаждаемым профилем соплового аппарата:  $\varepsilon = 17,3^\circ$ ;  $L/h_1 = 4,25$ . Межтурбинный переходный канал был принят неагрессивным для исключения отрыва потока и связанных с ним ошибок при моделировании. Результаты получены при помощи вычислительного комплекса газовой динамики *ANSYS CFX 14.5*. Для замыкания системы уравнений Рейнольдса использовалась двухпараметрическая модель Ментера (*SST*). Параметры моделирования назначались в соответствии с опытом решения подобных задач [2, 3]. Результат моделирования согласуется с экспериментальной продувкой соответствующей системы № 3, изложенной в работах [3, 7], что позволяет говорить об адекватности моделирования.

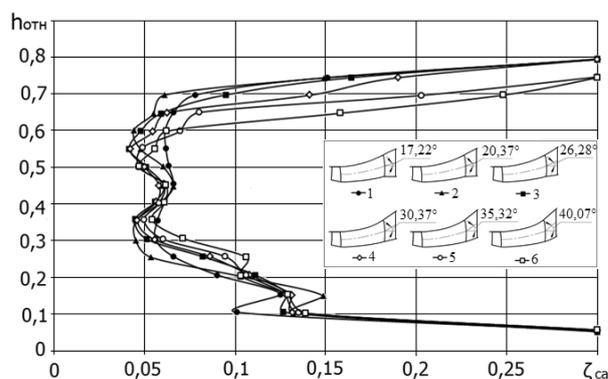
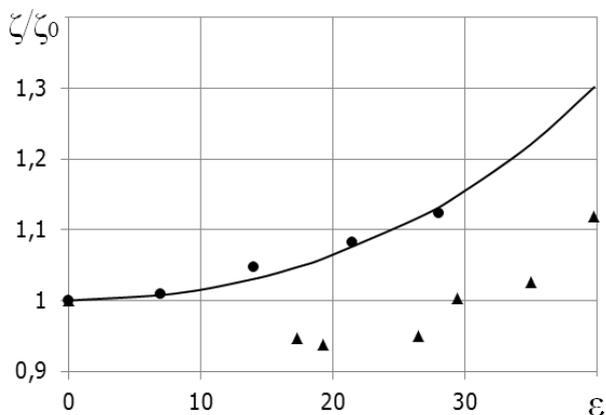


Рис. 6. Распределение потерь кинетической энергии по высоте соплового аппарата

Распределение потерь в сопловом аппарате первой ступени ТНД имеет сложный характер. На распределении потерь невозможно выделить составляющие потерь, т.к. нет четко выраженного ядра потока. Для исследуемых случаев основное изменение потерь при увеличении угла наклона проточной части происходит в периферийной области и является следствием повышенных потерь в периферийной части межтурбинного переходного канала.

На рис. 7 показано изменение интегральных потерь в сопловом аппарате с ростом угла наклона проточной части. Видно, что потери в сопловом аппарате при небольших углах наклона проточной части могут быть меньше, чем в осевом лопаточном венце. Это объясняется более плавным профилированием втулочной поверхности соплового аппарата. Для осевого лопаточного венца во втулочной области имеется перегиб проточной части, что является причиной увеличения потерь. Потери в периферийной области все время возрастают.



**Рис. 7.** Зависимость относительных потерь энергии от угла наклона проточной части:  
 ● – 3D моделирование отдельного лопаточного венца; ▲ – потери в СА при сквозном моделировании системы МПК + СА; — – расчет по формуле (8)

В перспективных ТРДД актуальной является задача сокращения осевой длины двигателя. В этих условиях межтурбинный переходный канал будет непременно агрессивным. Аэродинамическое совершенствование такого межтурбинного переходного канала с интегрированным сопловым аппаратом является актуальной задачей, решение которой требует создания базы аэродинамических характеристик таких систем.

Для рабочих колес и сопловых аппаратов последующих ступеней принцип аддитивности при оценке потерь в лопаточных венцах уже применим. Поле параметров за диагональным сопловым аппаратом уже соответствует лопаточному венцу. Повышенные уровни потерь на периферии сгладятся в области радиального зазора рабочей лопатки, тем более, что рабочие лопатки ТНД выполняются уже с бандажными полками. Для рабочих колес и сопловых аппаратов

последующих ступеней можно предположить, что все составляющие потерь увеличатся пропорционально увеличению пути движения газа в межлопаточном канале за счет подъема проточной части течения. Таким образом, получаем

$$\Delta\zeta_\varepsilon = \zeta_{oc} \left( \frac{1}{\cos\varepsilon} - 1 \right), \quad (8)$$

где  $\Delta\zeta_\varepsilon$  – коэффициент дополнительных потерь, вызванных отклонением потока от осевого направления;  $\zeta_{oc}$  – коэффициент потери энергии в плоской лопаточной решетке при осевом течении, который определяется известными методами.

Результаты расчета по формуле (8) показаны на рис. 7 в сопоставлении с результатами расчета потерь в изолированном лопаточном венце. Видно, что по выражению (8) получаются достаточно адекватные результаты.

## ВЫВОДЫ

1. Особенности рабочего процесса в лопаточных венцах современных турбин с подъемом проточной части следует учитывать на всех стадиях проектирования турбины.
2. В наибольшей степени уточнения требуют аэродинамические характеристики сопловых аппаратов первой ступени ТНД.
3. При наличии безотрывного МПК при небольших углах наклона проточной части можно получить потери в первом СА меньше, чем в осевой решетке с равномерным меридиональным раскрытием.
4. Для проектирования турбин перспективных ТРДД необходимо создание базы аэродинамических характеристик сопловых аппаратов при различных параметрах МПК, что и является целью дальнейших исследований.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ремизов А. Е., Вятков В. В., Курдюков А. В. Влияние конструктивной схемы каскада турбин ТРДД на особенности газодинамических характеристик его элементов // Вестник УГАТУ. 2017. Т. 21, № 2 (76). С. 56–62. [A. E. Remizov, V. V. Vyatkov and A. V. Kurduykov, "Influence of the turbofan engine turbine cascade structural scheme on gas-dynamic characteristics features of its elements", (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 21, no. 2 (76), pp. 56-62, 2017. ]

2. **Ремизов А. Е., Вятков В. В., Лебедев В. В.** Повышение газодинамической эффективности ступеней газовых турбин ГТД на стадии проектирования // Изв. вузов. Авиационная техника. 2016. № 4. С. 106–110. [ А. Е. Remizov, V. V. Vyatkov and V. V. Lebedev, “Improving of the gas turbine stages gas-dynamic efficiency at the definition phase”, (in Russian), in *Izv. VUZ. Aviatsionnaya Tekhnika*, no. 4, pp. 106-110, 2016. ]

3. **Вятков В. В., Тошаков А. М., Ремизов А. Е.** Повышение точности оценки потерь энергии с помощью численного моделирования течения в диагональном сопловом аппарате турбины // Вестник РГАТУ им. П. А. Соловьева. 2014. № 2 (29). С. 22–29. [ V. V. Vyatkov, A. M. Toschakov and A. E. Remizov, “Improving of the accuracy of energy losses evaluation using numerical simulation of flow in turbine diagonal nozzle assembly”, (in Russian), in *Vestnik RGATU im. P. A. Solovyova*, no. 2 (29), pp. 22-29, 2014. ]

4. **Богомолов Е. Н., Кашеева П. В.** О термодинамических особенностях авиационных диагональных газовых турбин // Изв. вузов. Авиационная техника. 2009. № 2. С. 75–77. [ Е. Н. Bogomolov and P. V. Kascheeva, “On the thermodynamical features of aircraft diagonal gas turbines”, (in Russian), in *Izv. VUZ. Aviatsionnaya Tekhnika*, no. 2, pp. 75-77, 2009. ]

5. **Абианц В. Х.** Теория авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1979. 246 с. [ V. Kh. Abiants, *Theory of aircraft gas turbines*, (in Russian). Moscow: Mashinostroyeniye, 1979. ]

6. **Исследование** аэродинамических характеристик системы межтурбинного переходного канала и соплового аппарата турбины низкого давления / А. М. Тошаков и др. // Вестник РГАТА им. П. А. Соловьева. 2012. № 1 (22). С. 3–8. [ А. М. Toschakov, et. al., “Investigation of the aerodynamic characteristics of interturbine transition duct and low-pressure turbine nozzle assembly system”, (in Russian), in *Vestnik RGATA im. P. A. Solovyova*, no. 1 (22), pp. 3-8, 2012. ]

7. **Тошаков А. М., Вятков В. В., Ремизов А. Е.** Исследование сопловых аппаратов ТНД в условиях совместной работы с межтурбинным переходным каналом при наличии входной закрутки // Вісник Двигунобудування. 2013. № 2. С. 57–62. [ А. М. Toschakov, V. V. Vyatkov and A. E. Remizov, “Investigation of low-pressure turbine nozzle assemblies under conditions of joint operation with interturbine transition duct in presence of inlet swirl”, (in Russian), in *Visnik Dvigunobuduvannya*, no. 2, pp. 57-62, 2013. ]

#### ОБ АВТОРАХ

**РЕМИЗОВ Александр Евгеньевич**, проф., зав. каф. АД. Дипл. инженер-механик (Андроповск. авиац. технол. ин-т, 1984). Д-р техн. наук (РГАТУ, 2014). Иссл. в области рабочих процессов в газовых турбинах.

**ВЯТКОВ Владимир Вячеславович**, доц. каф. АД. Дипл. магистр техники и технологии (РГАТА, 1999). Канд. техн. наук (РГАТУ, 2002). Иссл. в области рабочих процессов в газовых турбинах.

**ОСОКИНА Екатерина Сергеевна**, асп. каф. АД. Дипл. инженер-конструктор (РГАТУ им. П. А. Соловьева, 2017). Готовит дис. о характеристиках диагональных сопловых аппаратов ТНД ТРДД.

#### METADATA

**Title:** Working process features of turbofan engines low-pressure turbines with diagonal wheel space.

**Authors:** A. E. Remizov<sup>1</sup>, V. V. Vyatkov<sup>2</sup>, E. S. Osokina<sup>3</sup>

**Affiliation:** P. A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University (P. A. Solovyov RGATU), Russia.

**Email:** <sup>1,2</sup>ad@rsatu.ru, <sup>3</sup>ye.osokina@yandex.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 23, no. 1 (83), pp. 49-55, 2019. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The article provides an analysis of working process features of gas-turbine engine turbine with diagonal wheel space, which is important for current turbofan engines with high bypass ratio. It is shown that the working process in diagonal stage of turbine must be analyzed with taking into account the changing radius of the wheel space and the design of turbine cascade. The impact of wheel space slope angle on the turbine efficiency is shown. Special attention is given to the low-pressure turbine first stage nozzle assembly, which is working in a system with interturbine transition duct. The paper includes the approaches to defining energy losses in blade rows of diagonal turbine with different versions of wheel space structural layout.

**Key words:** TFE; low-pressure turbine; diagonal blade rows; kinetic energy losses; wheel space slope angle.

#### About authors:

**REMIZOV, Alexander Evgenyevich**, Prof., Head of Dept. of Aircraft Engines. Dipl. Mechanical Engineer (Andropov Aviation Technological Institute, 1984). Dr. of Tech. Sci. (P. A. Solovyov RGATU, 2014).

**VYATKOV, Vladimir Vyacheslavovich**, Assoc. Prof., Dept. of Aircraft Engines. Dipl. Master of Technics & Technology (RGATA, 1999). Cand. of Tech. Sci. (P. A. Solovyev RGATU, 2002).

**OSOKINA, Ekaterina Sergeevna**, Postgrad. Student, Dept. of Aircraft Engines. Dipl. Design Engineer (P. A. Solovyov RGATU, 2017).