

УДК 621.438; 621.452.3

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-9-64-73

## Влияние открытого осевого зазора на течение газа и потери энергии в ступени турбины с бандажом на рабочих лопатках

В.Д. Моляков, Б.А. Куникеев, Н.И. Троицкий

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

## The Influence of the Open Axial Clearance on the Gas Flow and Energy Losses in the Turbine Stage with a Shroud on Working Blades

V.D. Molyakov, B.A. Kunikeev, N.I. Troitskiy

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

@ e-mail: moljkov@bmstu.ru

**i** Для перспективных авиационных и энергетических высокотемпературных газотурбинных двигателей требуются высоконагруженные газовые турбины с оптимизацией всех геометрических параметров с целью повышения коэффициента полезного действия турбин и уменьшения их размеров и массы. Одним из таких параметров является открытый осевой зазор в проточной части турбины. Традиционно его выбор связан с выравниванием параметров потока в зазоре между решетками, обусловленным существенной разницей давления в следе за выходными кромками и в основном потоке, и с вибропрочностью рабочих лопаток. В 1960–1970-х годах для улучшения эффективности перспективных двигателей В.В. Уваров рассматривал возможность сжигания топлива в осевых зазорах проточной части турбины двигателей с применением сложного термодинамического цикла. В настоящее время к этому вопросу вновь возродился интерес. Этот процесс требует установления связи между осевыми зазорами и зоной микрофакельного горения топлива. Исследовано влияние увеличенного открытого осевого зазора на эффективность обандаженной ступени турбины газотурбинного двигателя. Определены интегральные характеристики турбины при изменении частоты вращения ротора турбины при различных значениях открытого осевого зазора. Анализ результатов эксперимента показал существенную зависимость эффективности ступени турбины от открытого осевого зазора при попадании границы активной струи под бандаж рабочего колеса и слабую зависимость при попадании границы струи непосредственно в открытый осевой зазор.

**Ключевые слова:** ступень турбины, проточная часть турбины, закрытый осевой зазор, открытый осевой зазор, перекрыша, рабочие лопатки с бандажом

**i** Advanced aviation and power high-temperature gas turbine engines require high-load gas turbines, whose geometric parameters have to be optimized in order to improve the efficiency of the turbines, and reduce their size and weight. One of these parameters is the open axial clearance in the turbine flow passage. Traditionally, the choice of the axial clearance is associated with the equalization of the flow parameters in the gap between the grids due to the significant difference in pressure in the wake behind the outlet edges and the main flow,

and the vibratory strength of the blades. To improve the efficiency of prospective engines in the 1960s and 1970s, V.V. Uvarov considered the possibility of burning fuel in the axial clearances of the flow passage of the turbine using a complex thermodynamic cycle. At present, interest in this issue has revived. This process requires establishing a relationship between the axial clearances and the zone of microflame combustion of the fuel. The influence of the increased open axial clearance on the efficiency of the shrouded stage of the gas turbine engine is studied. The turbine integral characteristics with variable rotational frequency of the turbine rotor and different values of the open axial clearance are determined. The analysis of the experiment results has shown that the efficiency of a turbine stage depends significantly on the open axial clearance when the boundary of the active jet falls under the impeller shroud, and shows a weak dependence when the boundary of the jet falls directly into the open axial clearance.

**Keywords:** turbine stage, turbine flow passage, closed axial clearance, open axial clearance, peritricha, rotor blades bandage

Высоконагруженные газовые турбины авиационных и энергетических высокотемпературных газотурбинных двигателей нуждаются в оптимизации всех геометрических параметров в целях повышения коэффициента полезного действия и уменьшения размеров и массы. К числу оптимизируемых параметров относится и осевой зазор (ОЗ) в проточной части турбины.

Выбор значения ОЗ связан с обеспечением зоны выгорания топлива в микрофакельном горении в пределах возможной минимизации потерь энергии при увеличении ОЗ. С точки зрения аэродинамической эффективности для дозвуковых процессов течения газа оптимальный зазор принят равным примерно 0,6 хорды сопловых лопаток (СЛ).

Цель работы — исследование эффективности ступени турбины при увеличении в ней ОЗ для применения микрофакельного сжигания топлива в ОЗ.

Традиционно выбор ОЗ связан с выравниванием параметров потока в зазоре между решетками, обусловленным существенной разницей давлений в следе за выходными кромками и в основном потоке, и с вибропрочностью рабочих лопаток (РЛ) [1, 2]. Минимизация ОЗ повышает интегральное полное давление при входе потока в рабочую решетку, но снижает вибропрочность РЛ. Увеличение ОЗ приводит к выравниванию эпюры давлений и существенному уменьшению колебаний статического давления и скорости потока при входе в РЛ. Поэтому компромисс между этими двумя процессами традиционно служит основанием для выбора ОЗ.

В работах [1, 2] показано, что увеличение ОЗ позволило значительно снизить колебания статического давления и скорость потока в про-

филе РЛ и повысить эффективность турбины на 0,9 %. На основе данных, приведенных в работах [1, 2], и нашего опыта установлено, что ОЗ  $\delta_{ac}$ , необходимый для выравнивания эпюры давлений, зависит от уровня скорости потока из соплового аппарата (СА).

Для повышения эффективности перспективных двигателей в 1960–1970-х годах В.В. Уваров рассматривал возможность сжигания топлива в проточной части турбины. В настоящее время к этому вопросу вновь возродился интерес, что отражено в публикациях [3, 4], где описано применение сложного термодинамического цикла при сжигании топлива в ОЗ турбины. Этот процесс нуждается в установлении связи между ОЗ и зоной микрофакельного горения топлива особенно при переменном режиме работы и различной подаче топлива с учетом современных требований к проектированию проточных частей охлаждаемых турбин авиационных и энергетических газотурбинных двигателей [5–14]. Поэтому возникла необходимость исследовать влияние увеличенных ОЗ на эффективность турбин газотурбинных двигателей.

Формирование зоны горения при микрофакельном сжигании топлива перед РЛ турбины требует увеличения общего зазора между РЛ и СЛ. Если РЛ выполнены с бандажом и лабиринтами для уплотнения радиального зазора, то общий зазор формируется из закрытого (ЗОЗ) и открытого ОЗ (ООЗ) с перекрышей между закрытой и открытой частями ОЗ. При этом влияние ЗОЗ достаточно изучено [1, 2], и его увеличение до 0,45 от хорды лопаток в турбине практически не снижало ее коэффициент полезного действия (КПД).

Рассмотрено влияние ООЗ на течение потока и потери энергии в ступени турбины га-



$Re_1 = 7,8 \cdot 10^5$ ; параметр нагруженности турбины  $u/c_{ад} = 0,20 \dots 0,55$ .

На рис. 2 приведена зависимость мощностного КПД  $\eta_T$  турбины от параметра нагруженности турбины  $u/c_{ад}$  при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм и ООЗ  $S = 2; 3; 5; 8; 13$  и  $18$  мм (соответственно отношение ООЗ к хорде  $b_1$  лопаток СА  $S/b_1 = 0,0465; 0,070; 0,116; 0,186; 0,302; 0,419$ ). Относительные величины ОЗ  $\delta_{ac}/b_1$  при  $\delta_{ac} = 14; 15; 17; 20; 25$  и  $30$  мм соответственно равны  $0,33; 0,35; 0,40; 0,47; 0,58$  и  $0,70$ .

КПД достигает максимального значения  $\eta_{T \max}$  практически при всех значениях  $S$  для  $u/c_{ад} \approx 0,48$ . При  $S = 2$  мм  $\eta_T = 0,805$  и, согласно результатам траверсирования потока, КПД по заторможенным параметрам  $\eta_T^* = 0,872$ . Из рис. 2 следует, что наиболее существенно  $\eta_T$  уменьшается от  $0,805$  до  $0,760$  при увеличении ООЗ с  $2$  до  $8$  мм, а далее КПД турбины остается практически неизменным для всех исследованных значений параметра нагруженности турбины  $u/c_{ад}$ .

Зависимость максимального КПД турбины  $\eta_{T \max}$  при  $\delta_r = 1$  мм от относительного ООЗ  $\bar{S} = S/l_2$  приведена на рис. 3.

В диапазоне изменения  $\bar{S} = 0,036 \dots 0,33$  экспериментальная зависимость  $\eta_{T \max} = f(\bar{S})$ , приведенная на рис. 3, хорошо аппроксимируется выражением

$$\eta_{T \max} = 0,7336 + 0,002604/\bar{S}.$$

С увеличением  $\bar{S}$  от  $0,036$  ( $S = 2$  мм) КПД турбины уменьшается сначала интенсивно,

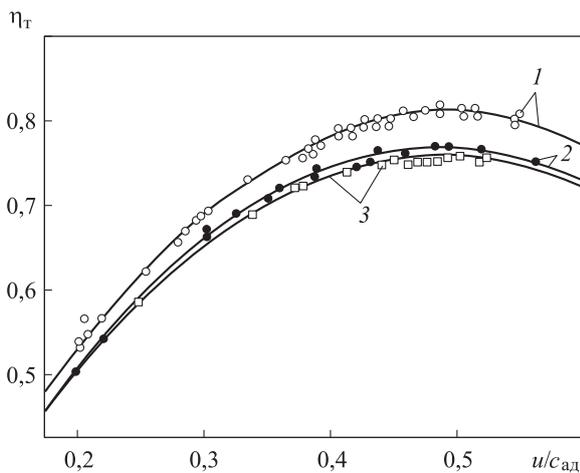


Рис. 2. Зависимость КПД обандаженной турбины  $\eta_T$  от параметра нагруженности турбины  $u/c_{ад}$  при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм и ООЗ  $S = 2$  (1),  $5$  (2) и  $8$  мм (3): точки — экспериментальные данные; кривые — их аппроксимация

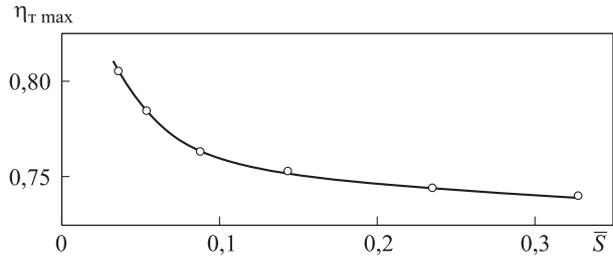


Рис. 3. Зависимость максимального КПД обандаженной турбины  $\eta_{T \max}$  от относительного ООЗ  $\bar{S}$  при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм: точки — экспериментальные данные; кривая — их аппроксимация

затем слабее, причем изменение характера снижения КПД происходит в диапазоне  $\bar{S} = 0,055 \dots 0,090$  ( $S = 3 \dots 5$  мм). При  $\bar{S} \leq 0,055$  течение потока в периферийной зоне происходит с возрастанием потери кинетической энергии, а при  $\bar{S} \leq 0,090$  поток попадает непосредственно в ООЗ и далее в надбандажное пространство, сохраняя определенный запас кинетической энергии.

Из рис. 3 следует, что при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм и  $\bar{S} \leq 0,055$  рост  $\bar{S}$  на  $1\%$  влечет за собой падение  $\eta_T$  на  $1,1\%$ . При  $\bar{S} \leq 0,090$  увеличение ООЗ приводит к относительно малому уменьшению КПД, что свидетельствует о завершении процесса выравнивания кромочных следов при стабилизации режима течения и утечки в радиальный зазор. Характер зависимости КПД ступени от ООЗ на участке стабилизации режима течения и утечки в зазор (при  $\bar{S} \leq 0,090$ ) позволяет предположить, что в этой области снижение КПД в основном связано с концевыми потерями вследствие трения на ограничивающих проточную часть цилиндрических поверхностях.

Зависимость степени реактивности у периферии  $\rho_n$  от относительного ООЗ  $\bar{S}$  при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм показана на рис. 4.

При увеличении ООЗ степень реактивности у периферии повышается с  $\rho_n = 0,16$  ( $S = 2$  мм ( $\bar{S} = 0,036$ )) до  $\rho_n = 0,21$  ( $S = 18$  мм). При определении степени реактивности статическое давление в межвенцовом зазоре ( $S = 2$  мм) измеряли в точках периферии, затем СА отодвигали от РК, увеличивая ООЗ.

Степень реактивности у корня ступени  $\rho_k$  при увеличении  $S$  в диапазоне  $2 \dots 8$  мм оставалась практически постоянной и составляла  $\rho_k = -0,180 \dots -0,185$ , и лишь при  $S > 8$  мм происходило некоторое снижение  $\rho_k$  с ростом  $S$  до  $\rho_k = -0,200 \dots -0,205$  ( $S = 15 \dots 18$  мм).

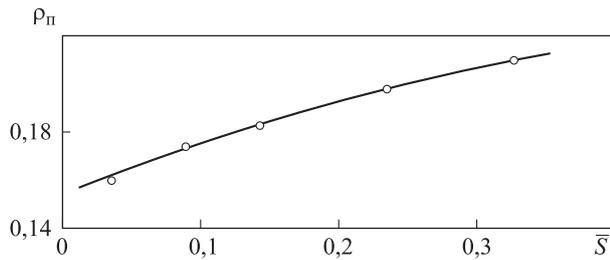


Рис. 4. Зависимость степени реактивности у периферии  $\rho_{\text{п}}$  от относительного ООЗ  $\bar{S}$  при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм: точки — экспериментальные данные; кривая — их аппроксимация

Изучение структуры потока за СА и РК проведено при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм и ООЗ  $S = 10$  мм. Результаты траверсирования потока приведены на рис. 5.

Осредненный по высоте проточной части коэффициент скорости СА по данным траверсирования  $\varphi = 0,971$ . Осредненный угол  $\alpha_1 = 18^\circ$ . У корня РЛ наблюдается явно выраженная зона уменьшения приведенной скорости  $\lambda_2$  при выходе потока из турбины, которая распространяется на расстояние около 15 мм от корня РЛ. Из рис. 5, в и г следует, что максимум расхода в РК смещается к периферии ступени, существенной становится радиальная составляющая скорости потока, которая индуцирует развитым отрывом у корня РК, а также по-

вышенной утечкой в радиальный зазор вследствие большого значения  $S$ .

Для исследования закономерностей течения потока в ООЗ у периферии РК проведены замеры давления по меридиональному обводу корпуса у периферии ступени за уступом и давления на торце наружной обечайки СА за уступом (донного давления  $p_{\text{д}}$ ) при режимах, соответствующих максимальному КПД, радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм и различных значениях  $S$ .

На рис. 6 приведена схема расположения отбора давлений  $p_{11}$ – $p_{19}$ ,  $p_{\text{д}}$  и  $p_{1\text{п}}$ , а на рис. 7 — распределение осредненного по шагу СА относительного давления на корпусе за уступом  $\bar{p}_i = p_i/p_{1\text{п}}$  ( $p_{1\text{п}}$  — статическое давление за сопловыми лопатками на периферии) при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$ . Расстояние между двумя соседними поясами замеров составляет 2 мм. Ось дренажного отверстия для замера давления  $p_{13}$  лежит в плоскости переднего торца бандажа.

Анализ экспериментальных данных показал, что максимум давления на меридиональном обводе проточной части за уступом при всех значениях ООЗ  $S$  расположен практически в плоскости переднего торца бандажа. Это свидетельствует о том, что при малом зазоре  $S$  поток, попадая в ООЗ, отбрасывается к периферии вследствие насосного эффекта от вращения РК, а затем, поворачиваясь, течет в надбандажное

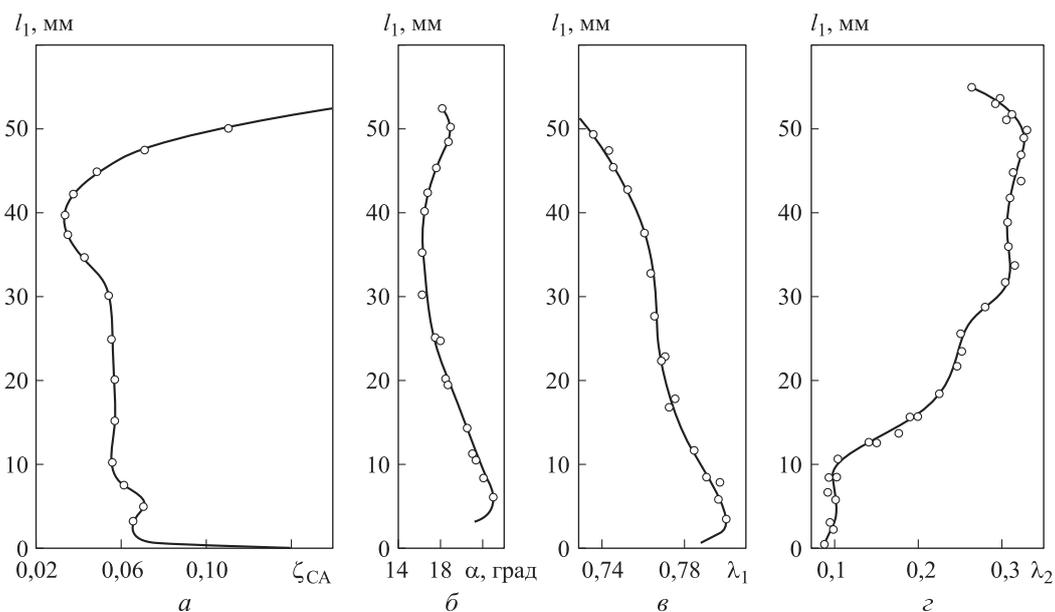


Рис. 5. Характер изменения коэффициента потерь энергии  $\zeta_{\text{СА}}$  (а), осредненного по шагу угла выхода из СА  $\alpha_1$  (б), приведенной скорости потока на выходе из СА  $\lambda_1$  (в) и приведенной скорости  $\lambda_2$  (г) по длине СЛ  $l_1$  при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм и ООЗ  $S = 10$  мм: точки — экспериментальные данные; кривые — их аппроксимация

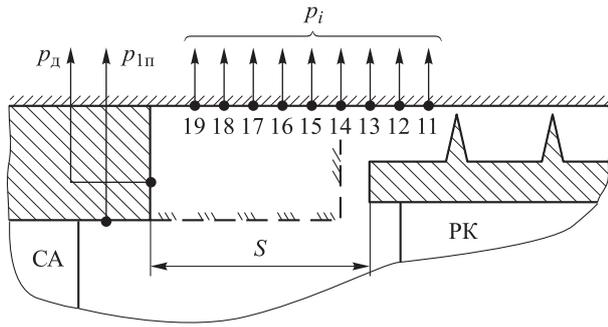


Рис. 6. Схема расположения дренажных отверстий для отбора давлений  $p_{11}-p_{19}$ ,  $p_d$  и  $p_{1п}$

пространство. При большом зазоре  $S$  максимум давления помимо насосного эффекта РК обусловлен присоединением потока к корпусу.

За уступом в ООЗ развивается турбулентное закрученное струйное течение с образованием рециркуляционной зоны, которая отделена от основного потока разделительной линией тока. Положение точки присоединения турбулентной струи к корпусу определяется из условия равенства давления торможения и статического давления на разделительной линии тока непосредственно перед точкой присоединения.

Таким образом, зона присоединения должна характеризоваться резким ростом давления на стенке корпуса, следовательно, при  $\delta_r = 1$  мм она расположена между поясами замеров 13 и 15 (см. рис. 6), расстояние между которыми равно 4 мм. Повышение давления  $p_{14}$  при увеличении ООЗ  $S$  свидетельствует о смещении точки присоединения от плоскости переднего торца бандажа в направлении уступа. Зависимость относительного давления  $\bar{p}_{13}$  от ООЗ  $S$  приведена на рис. 8.

При хорошем уплотнении радиального зазора ( $\delta_r = 1$  мм) кривая  $\bar{p}_{13}$  не имеет максимума, так как расход утечки мал и насосный эффект от вращения РК превышает прирост кинетической энергии потока при увеличении  $S$  (при  $S > 9$  мм ( $S > 0,16$ )).

Результаты измерения донного давления за уступом при  $op(u/c_{ад})_{опт}$  приведены на рис. 9 в виде зависимости коэффициента донного давления  $Q_d = 2(p_{1п} - p_d) / (\rho_{1п} c_{1п}^2)$  от отношения ООЗ к перекрыше  $S/\Delta = \bar{S}_\Delta$ , где  $c_{1п}$  — абсолютная скорость потока при выходе из СА на периферии.

Изменение коэффициента донного давления аппроксимируется зависимостью

$$Q_d = \frac{0,618}{\bar{S}_\Delta + 4,11} - 0,015.$$

Исследование обандаженной турбины, проведенное в широком диапазоне изменения ООЗ, подтвердило существование двух режимов течения. При этом, как следует из данных эксперимента, с увеличением ООЗ  $S$  наиболее сильное уменьшение КПД происходит при малых значениях ООЗ, когда граница потока попадает под бандаж (первый режим). При попадании границы потока непосредственно в ООЗ (второй режим) КПД с ростом  $S$  КПД снижается незначительно. Этот результат показывает, что при больших  $S$  утечка обусловлена постоянством радиального зазора над бандажом и разностью давлений  $p_{1п}^*$  и  $p_{2п}$ , которая мало меняется при возрастании  $S$ . Здесь  $p_{1п}^*$  — полное давление в сечении перед лабиринтным уплотнением на бандаже,  $p_{2п}$  — статическое давление в сечении за лабиринтным уплотнением на бандаже.

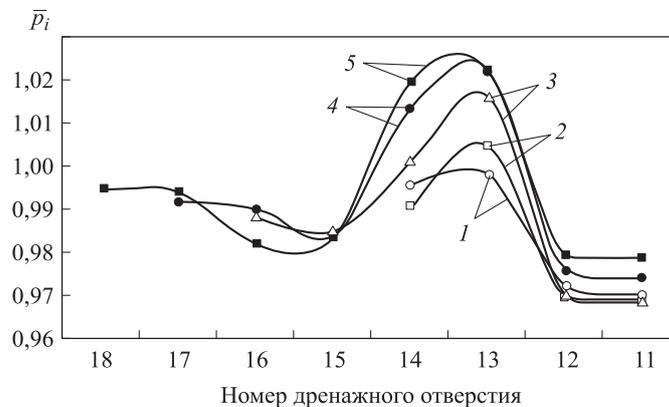


Рис. 7. Распределение давления  $\bar{p}_i$  по меридиональному обводу корпуса при  $\delta_r = 1$  мм и  $S = 2$  (1), 4 (2), 6 (3), 8 (4) и 10 мм (5): точки — экспериментальные данные; кривые — их аппроксимация

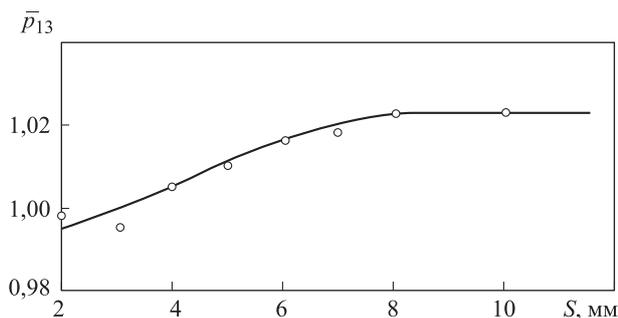


Рис. 8. Зависимость относительного давления  $\bar{p}_{13}$  от ООЗ  $S$ :

точки — экспериментальные данные;  
кривая — их аппроксимация

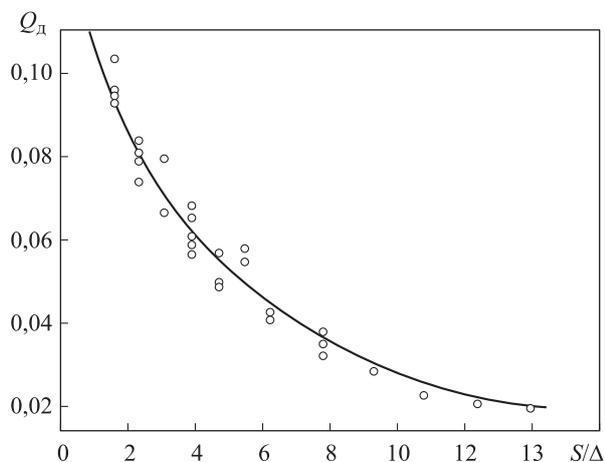


Рис. 9. Зависимость коэффициента донного давления  $Q_d$  от отношения  $S/\Delta$  при радиальном зазоре  $\delta_r = 1$  мм:

точки — экспериментальные данные;  
кривая — их аппроксимация

Анализ данных позволяет предположить, что при хорошем уплотнении радиального зазора разница между предполагаемым КПД при  $S = 0$  и КПД при утечке по второму режиму должна сокращаться. Отсюда следует, что в случае отсутствия специального уплотнения ОЗ стабильные значения КПД турбины при увеличении ООЗ (вызванного причинами конструктивно-технологического характера или условиями эксплуатации (осевые сдвиги ротора и корпуса, неравномерное термическое расширение и т. п.)) можно обеспечить при втором режиме утечки и хорошем уплотнении радиального зазора. То же самое относится и к изменению периферийной степени реактивности, так как ее значение зависит от утечки.

Полученное в опытах распределение давления по меридиональному обводу корпуса при различных значениях ООЗ свидетельствует о том, что длина отрывной зоны и положение

границы струи в ООЗ существенно зависят от размера зазора  $S$ .

Изменение донного давления за уступом, приведенное на рис. 9 в виде зависимости коэффициента  $Q_d$  от отношения  $S/\Delta$ , показывает, что наименьшее давление за уступом возникает при малых  $S$ , когда утечка в радиальном зазоре и концевые потери трения на ограничивающих цилиндрических поверхностях минимальны, наименьшая длина отрывной зоны потока наблюдается за уступом. С увеличением  $S$  утечка и длина отрывной зоны возрастают, давление повышается.

## Выводы

1. Формирование зоны горения при микрофакельном сжигании топлива перед РЛ турбины требует увеличения общего зазора между СЛ и РЛ. Если РЛ выполнены с бандажом и лабиринтами для уплотнения радиального зазора, то общий зазор формируется из ЗОЗ и ООЗ с перекрышей между закрытой и открытой частями ОЗ. Причем влияние ЗОЗ достаточно изучено.

2. Исследование влияния ООЗ на течение газа в турбине, имеющей бандажированные РЛ и уступ на периферии проточной части, показало, что КПД турбины при оптимальном параметре ее нагруженности  $(u/c_{ад})_{опт}$  снижается с 0,805 до 0,760, т. е. на 6 %, при начальном увеличении ООЗ от 2 до 5 мм. При дальнейшем возрастании ООЗ КПД турбины остается практически неизменным для всех исследованных значений параметра  $u/c_{ад} = 0,2...0,6$ .

3. Изучение течения в зоне ООЗ ( $S = 2...18$  мм) обандаженной турбинной ступени показало существенную зависимость эффективности ступени от ООЗ  $S$  при попадании границы активной струи под бандаж РК и слабую зависимость при попадании границы струи непосредственно в ООЗ.

4. Полученное в опытах распределение давления по меридиональному обводу корпуса при различных значениях ООЗ позволило установить, что длина отрывной зоны и положение границы струи в ООЗ существенно зависят от зазора  $S$ . Изменение относительного давления за уступом  $\bar{p}_i$  от 0,990 до 1,025 при возрастании зазора  $S$  свидетельствует о смещении точки присоединения потока от плоскости переднего торца бандаж в направлении уступа.

5. Степень реактивности в периферийной зоне  $\rho_n$  возрастает с 0,16 до 0,21 при увеличении ООЗ с 2 до 8 мм ( $\bar{S} = 0,036...0,33$ ). Именно в этом диапазоне ООЗ наиболее интенсивно уменьшается КПД ступени турбины (с 0,82 до 0,76).

## Литература

- [1] Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. *Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т. 2. Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства*. Москва, Машиностроение, 2008. 368 с.
- [2] Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. *Газотурбинные двигатели*. Москва, Авиадвигатель, 2006. 1204 с.
- [3] Мураева М.А., Горюнов И.М., Харитонов В.Ф. Моделирование процесса сжигания топлива в межлопаточном канале турбины. *Авиадвигатели XXI века. Сб. докл.*, Москва, 24–27 ноября 2015, Москва, ЦИАМ им. П.И. Баранова, 2015, с. 306–308.
- [4] Rice M. *Simulation of isothermal combustion in gas turbines*. Thesis. Blacksburg, Virginia, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2004. 108 p.
- [5] Lattime S.B., Steinetz V.M. High-Pressure-Turbine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions. *Journal of Propulsion and Power*, 2004, vol. 20, no. 2, pp. 302–311.
- [6] Скибин В.А., Волков С.А. Выбросы вредных веществ от авиационных двигателей. *Аэрокосмический курьер*, 2003, № 2, с. 18–19.
- [7] Варламов Г.Б., Камаев Ю.Н., Позняков П.О., Юрашев Д.Н. Модернизация горелочной системы газотурбинного двигателя ДН80 с использованием трубчатой технологии. *Вестник НТУ ХПИ: Новые решения в технологиях*, 2012, № 18, с. 117–126.
- [8] Тумановский А.Г., Гутник М.Н., Артеменко А.А. Перспективы создания высокотемпературных малотоксичных камер сгорания стационарных ГТУ. *Теплоэнергетика*, 2000, № 10, с. 23–26.
- [9] Сударев А.В., Антоновский В.И. *Камера сгорания газотурбинных установок*. Москва, Машиностроение, 1985. 272 с.
- [10] Моляков В.Д., Тумашев Р.З. Особенности проектирования проточных частей турбин газотурбинных установок в зависимости от состава и параметров рабочей среды. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2003, № 2(51), с. 52–62.
- [11] Кузменко М.Л., Нагога Г.П., Карелин Д.В. Способы разрешения противоречивых требований при проектировании высокотемпературных газовых турбин. *Авиадвигатели XXI века. Сб. докл.*, Москва, ЦИАМ им. П.И. Баранова, 2010, с. 261–266.
- [12] Bachovchin D.M., Lippert T.E., Newby R.A., Cizmas P.G.A. *Gas turbine reheat using in situ combustion*. Siemens Westinghouse Power Corporation, Final Report, May, 2004. 112 p.
- [13] Haliba E.E., Lenahan D.T., Thomas T.T. *Energy Efficient Engine. High Pressure Turbine Test Hard Ware Detailed Design Report*, NASA CR-167955, 1982.
- [14] Vazquez R., Codrecha D., Torre D. *High Stage Loading Low Pressure Turbine*. A New Proposal for an Efficiency Chart, GT2003-38374.
- [15] Степанов Г.Ю., Эпштейн В.А., Гольцев В.В., Вахомчик В.П., Мухтаров М.Х. *Атлас экспериментальных характеристик плоских турбинных решеток*. Москва, ЦИАМ им. П.И. Баранова, 1964. 136 с.

## References

- [1] Inozemtsev A.A., Nihamkin M.A., Sandratskiy V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. T. 2. Kompresory. Kamery sgoraniya. Forsazhnyye kamery. Turbiny. Vyhodnyye ustroystva* [Basics of designing aircraft engines and power plants. Vol. 2. Compressors. Combustion chamber. Afterburner. Turbines. Output device]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2008. 368 p.

- [2] Inozemtsev A.A., Sandratskiy V.L. *Gazoturbinnnye dvigateli* [Turbine engine]. Moscow, Aviadvigatel' publ., 2006. 1204 p.
- [3] Muraeva M.A., Goryunov I.M., Haritonov V.F. Modelirovanie protsessa szhiganiya topliva v mezhlopatochnom kanale turbiny [Simulation of fuel combustion process in the interblade channel of the turbine]. *Aviadvigateli 21 veka. Sb. dokl.* [Aircraft engines of the 21 century. Collection of reports]. Moscow, 24–27 November 2015, Moscow, TSIAM im. P.I. Baranova publ., 2015, pp. 306–308.
- [4] Rice M. *Simulation of isothermal combustion in gas turbines*. Thesis. Blacksburg, Virginia, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2004. 108 p.
- [5] Lattime S.B., Steinetz B.M. High-Pressure-Turbine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions. *Journal of Propulsion and Power*, 2004, vol. 20, no. 2, pp. 302–311.
- [6] Skibin V.A., Volkov S.A. Vybrosy vrednykh veshchestv ot aviatsionnykh dvigateley [Emissions of harmful substances from aircraft engines]. *Aerokosmicheskii kur'er* [Aerospace courier]. 2003, no. 2, pp. 18–19.
- [7] Varlamov G.B., Kamaev Yu.N., Poznyakov P.O., Yurashev D.N. Modernizatsiya gorelochnoy sistemy gazoturbinnogo dvigatelya DN80 s ispol'zovaniem trubchatoy tekhnologii [Modernization of the burner system of the gas turbine engine DN80 using tubular technology]. *Vestnik NTU HPI: Novye resheniya v tekhnologiyah* [NTU «KhPI» Bulletin: Series «New Solutions in Modern Technologies»]. 2012, no. 18, pp. 117–126.
- [8] Tumanovskii A.G., Gutnik M.N., Artemenko A.A. Prospects for creating high-temperature low-emission combustors for stationary gas-turbine units. *Thermal Engineering*, 2000, vol. 47, no. 10, pp. 879–882.
- [9] Sudarev A.V., Antonovskiy V.I. *Kamera sgoraniya gazoturbinnnykh ustanovok* [Combustion chamber of gas turbine units]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1985. 272 p.
- [10] Molyakov V.D., Tumashev R.Z. Osobennosti proektirovaniya protochnykh chastey turbin gazoturbinnnykh ustanovok v zavisimosti ot sostava i parametrov rabochey sredy [Peculiarities of Designing Turbine Flow Sections for Gas-Turbine Facilities]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2003, no. 2(51), pp. 52–62.
- [11] Kuzmenko M.L., Nagoga G.P., Karelin D.V. Sposoby razresheniya protivorechivyykh trebovaniy pri proektirovanii vysokotemperaturnykh gazovykh turbin [The ways of resolving conflicting requirements when designing high-temperature gas turbines]. *Aviadvigateli 21 veka: materialy konferentsii. Sbornik dokladov* [Aircraft engines 21 century: conference materials. Collection of reports]. Moscow, TSIAM im. P.I. Baranova publ., 2010, pp. 261–266.
- [12] Bachovchin D.M., Lippert T.E., Newby R.A., Cizmas P.G.A. *Gas turbine reheat using in situ combustion*. Siemens Westinghouse Power Corporation, Final Report, May, 2004. 112 p.
- [13] Haliba E.E., Lenahan D.T., Thomas T.T. *Energy Efficient Engine. High Pressure Turbine Test Hard Ware Detailed Design Report*, NASA CR-167955, 1982.
- [14] Vazquez R., Codrecha D., Torre D. *High Stage Loading Low Pressure Turbine*. A New Proposal for an Efficiency Chart, GT2003-38374.
- [15] Stepanov G.Yu., Epshteyn V.A., Gol'tsev V.V., Vahomchik V.P., Muhtarov M.H. *Atlas eksperimental'nykh harakteristik ploskikh turbinnnykh reshetok* [Atlas experimental characteristics of two-dimensional turbine arrays]. Moscow, TSIAM im. P.I. Baranova publ., 1964. 136 p.

## Информация об авторах

**МОЛЯКОВ Валерий Дмитриевич** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

**КУНИКЕЕВ Бари Амруллоевич** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

**ТРОИЦКИЙ Николай Иванович** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

## Information about the authors

**MOLYAKOV Valeriy Dmitrievich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

**KUNIKEEV Bari Amrulloevich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

**TROITSKIY Nikolai Ivanovich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gas Turbine Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: moljkov@bmstu.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Моляков В.Д., Куникеев Б.А., Троицкий Н.И. Влияние открытого осевого зазора на течение газа и потери энергии в ступени турбины с бандажом на рабочих лопатках. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 9, с. 64–73, doi: 10.18698/0536-1044-2018-9-64-73.

### Please cite this article in English as:

Molyakov V.D., Kunikeev B.A., Troitskiy N.I. The Influence of the Open Axial Clearance on the Gas Flow and Energy Losses in the Turbine Stage with a Shroud on Working Blades. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 9, pp. 64–73, doi: 10.18698/0536-1044-2018-9-64-73.



## В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышло в свет 2-е издание учебного пособия под редакцией А.И. Николаева «Радиолокационные системы»

Изложены вопросы применения радиолокационных систем (РЛС) различного назначения в реальных условиях их функционирования, учитывающих влияние окружающей среды, подстилающей поверхности, воздействия помех. Рассмотрены задачи, требования и принципы построения РЛС управления воздушным движением, РЛС обнаружения, наведения и целеуказания, а также РЛС ракетно-космической обороны.

Содержание учебного пособия соответствует курсу лекций, который авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов технических вузов, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов «Радиотехника». Может быть полезно аспирантам, работникам научно-исследовательских организаций и промышленности, занимающимся вопросами разработки РЛС различного назначения.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;

press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru