

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСА
НА ПОТЕРИ В БЕЗБАНДАЖНЫХ ТУРБИННЫХ ЛОПАТКАХ**

© 2022 г. И. В. Афанасьев^а, А. В. Грановский^а *, И. А. Манаев^а

^аОКБ им. А. Люльки, ул. Касаткина, д. 13, Москва, 129301 Россия

*e-mail: andrey.granovskiy@yandex.ru

Поступила в редакцию 12.09.2021 г.

После доработки 05.12.2021 г.

Принята к публикации 22.12.2021 г.

В настоящее время в большинстве энергетических газовых турбин ведущих мировых фирм рабочие лопатки всех ступеней, кроме последней, а в ряде турбин и рабочие лопатки последних ступеней, выполняются безбандажными. Это связано с появлением систем контроля и регулирования радиальных зазоров, которые позволяют в зависимости от режима работы установки обеспечить высокую экономичность и надежность функционирования газовой турбины. Поскольку практически все ступени современных газовых турбин работают при высоких температурах рабочего тела, необходимо учитывать возникающие в элементах корпуса турбины и рабочих лопатках значительные температурные напряжения, приводящие к деформациям, которые трудно предусмотреть заранее. В некоторых случаях взаимное перемещение охлаждаемых платформ сопловых лопаток перед рабочей лопаткой и за ней, а также надроторных вставок приводит к появлению в окрестности периферии рабочих лопаток с открытым радиальным зазором уступов, обтекание которых сопровождается образованием вихревых зон. Эти вихревые зоны генерируют дополнительные потери на периферии рабочих лопаток и влияют на характер протечки рабочего тела через радиальный зазор. На примере вариантов, моделирующих возможные конструкции корпуса на периферии проточной части в окрестности рабочих лопаток, проведен расчетный анализ структуры потока и уровня потерь в зависимости от радиального зазора.

Ключевые слова: газовая турбина, рабочие лопатки, открытый радиальный зазор, температурные напряжения, деформация, вихревая структура, потери в радиальном зазоре

DOI: 10.56304/S0040363622070013

Отказ от бандажированных рабочих лопаток, который в настоящее время реализован на некоторых газовых турбинах энергетических газотурбинных установок, вызван возможностью осуществлять контроль и регулирование в процессе эксплуатации радиальных зазоров [1]. Применение различных регулирующих систем, которые минимизируют и поддерживают заданные радиальные зазоры во время работы установки, позволяет обеспечить высокую газодинамическую эффективность турбины. Тем не менее, уровень потерь в открытых радиальных зазорах зависит от конструкции проточной части на периферии в окрестности рабочей лопатки. В частности, меридиональный обвод проточной части на периферии состоит из платформ сопловых аппаратов перед и за рабочей лопаткой, а также из надроторной вставки. Комбинация перечисленных элементов формирует обвод радиального зазора со стороны корпуса, который обычно определяется соотношением между радиусом платформы на периферии впереди стоящего соплового аппарата

и периферийным радиусом входной кромки рабочей лопатки. Разность радиусов между входной кромкой рабочей лопатки на периферии $R_{п.р.л}$ и границей проточной части на выходе из соплового аппарата $R_{п.с.а}$ на периферии $\Delta = R_{п.р.л} - R_{п.с.а} > 0$ называется положительной перекрышей. Когда граница проточной части на выходе из соплового аппарата на периферии проходит над рабочим колесом, а $\Delta = R_{п.с.а} - R_{п.р.л} = \delta$ (здесь δ – радиальный зазор), то такая перекрыша называется нулевой. В том случае, когда за сопловым аппаратом на периферии выполнен обратный уступ высотой $h_{уст}$ и $\Delta = R_{п.р.л} - R_{п.с.а} < 0$, такая перекрыша называется отрицательной. В результате от формы корпуса турбины на периферии зависит структура потока в окрестности торцевой поверхности рабочей лопатки и, следовательно, уровень потерь от протечки газа через радиальный зазор. На рис. 1 показаны схемы турбинной ступени на периферии с нулевой, положительной и отрицательной перекрышами.

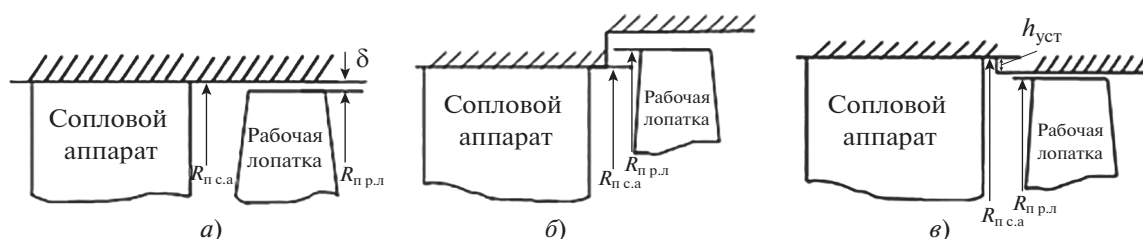


Рис. 1. Схемы турбинной ступени на периферии с нулевой (а), положительной (б) и отрицательной (в) перекрышами

Дискуссия относительно влияния перекрыши на периферии рабочих лопаток на структуру потока и потери в этой области проточной части ведется довольно давно. В частности, в [2] приводятся результаты экспериментов, которые демонстрируют позитивный эффект от введения положительной перекрыши, уступа перед входной кромкой рабочей лопатки. В [3, 4] вслед за [2] также постулируется позитивный эффект от введения положительной перекрыши на периферии рабочих лопаток. Однако необходимо отметить, что проведение измерений в пристеночных областях турбинной ступени связано с трудностями, особенно на периферии, где сложно приблизиться к поверхности даже современными измерительными средствами. Кроме того, в настоящее время пока отсутствуют надежные методы измерения самих радиальных зазоров в работающей турбинной ступени. Поэтому более обоснованным представляется мнение М.Е. Дейча, приведенное в [5], что применяемые положительные перекрыши способствуют интенсификации вторичных течений и увеличению концевых потерь. В [6, 7] отмечается, что влияние уступа перед входной кромкой на КПД ступени снижается при уменьшении радиальных зазоров. Негативное влияние такого уступа на интенсивность охлаждения и потери из-за образования вихревой зоны за уступом отмечено также в [8].

В реальных условиях лопаточные аппараты первых ступеней газовых турбин работают при высоких температурах, поэтому трудно заранее предусмотреть результат температурных деформаций, которые могут приводить к образованию уступов между платформами сопловых аппаратов и надроторными вставками перед рабочей лопаткой и за ней. В связи с этим целью данной работы является исследование степени влияния формы корпуса турбины в окрестности периферии рабочих лопаток на структуру потока и уровень потерь в безбандажных рабочих лопатках газовой турбины.

ВАРИАНТЫ КОНСТРУКТИВНОГО ОФОРМЛЕНИЯ ПЕРИФЕРИИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

В таблице приведены варианты конструктивного оформления периферии рабочих лопаток с открытым радиальным зазором, цилиндрической проточной частью на периферии и меридиональным раскрытием на периферии, которые характерны для первых ступеней охлаждаемых газовых турбин.

Вариант 1 соответствует гладкой поверхности корпуса над рабочей лопаткой без перекрыши, варианты 2, 3 моделируют наличие перекрыши $z = 1$ мм перед и за рабочей лопаткой, вариант 4 соответствует варианту 3 с увеличенной положительной перекрышей $z = 2$ мм, а вариант 5 моделирует одностороннюю перекрышу перед рабочей лопаткой. В вариантах 2, 3 рассматриваются два случая расположения рабочей лопатки относительно уступов. В варианте 5 уступ перед лопаткой располагается на расстоянии $X_1 = 15$ мм. Вариант 6 соответствует отрицательной перекрыше с уступом высотой $h_{уст} = 4$ мм, который располагается на расстоянии $X_1 = 12.6$ мм. Вариант 7 – рабочая лопатка с меридиональным раскрытием без перекрыши, а вариант 8 моделирует перекрышу перед и за лопаткой на периферии.

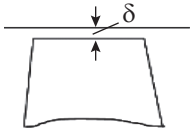
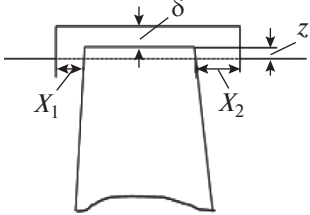
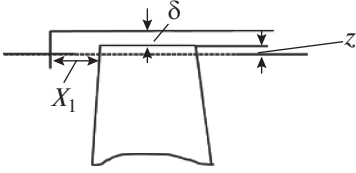
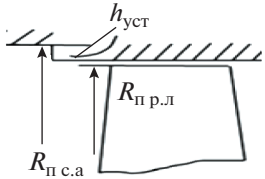
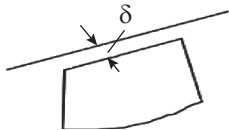
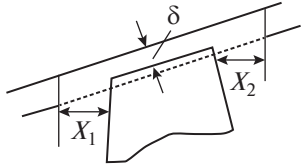
ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Расчетное исследование перечисленных в таблице вариантов рабочих лопаток проводили по программе 3D NS решения уравнений Навье – Стокса для отдельного венца. Для обоснования и визуализации численных результатов при расчете вариантов рабочих лопаток использовали также коммерческую программу ANSYS Fluent.

На рис. 2 показаны расчетные сетки для рабочих лопаток цилиндрической и с меридиональным раскрытием на периферии.

В программе 3D NS для интегрирования уравнений Навье – Стокса используется релаксационная версия неявно определенной, бездивергентной схемы С.К. Годунова [9]. Влияние турбулентной

Варианты рабочих лопаток

Номер варианта	Цилиндрическая периферия	
1	Без перекрыши	
2	Уступы перед и за лопаткой (канавка). $X_1 = 3 \text{ мм}, X_2 = 4 \text{ мм}, z = 1 \text{ мм}$	
3	Уступы перед и за лопаткой (канавка). $X_1 = 10 \text{ мм}, X_2 = 10 \text{ мм}, z = 1 \text{ мм}$	
4	Уступы перед и за лопаткой, увеличенная перекрыша. $X_1 = 10 \text{ мм}, X_2 = 10 \text{ мм}, z = 2 \text{ мм}$	
5	Положительная перекрыша, односторонний уступ. $X_1 = 15 \text{ мм}, z = 1 \text{ мм}$	
6	Отрицательная перекрыша. $X_1 = 12.6 \text{ мм}, h_{\text{уст}} = 4 \text{ мм}$	
Меридиональное раскрытие		
7	Без перекрыши	
8	Уступы перед и за лопаткой (канавка). $X_1 = 15 \text{ мм}, X_2 = 17 \text{ мм}, z = 1 \text{ мм}$	

вязкости описывается с помощью дифференциальной модели $q-\omega$ [10]. В структурированной, автоматически построенной комбинированной О–Н-сетке содержится около 3.8×10^5 ячеек (здесь О-сетка – часть О–Н-сетки, образующая узкий слой ячеек вокруг профиля, которая затем переходит в Н-сетку между соседними профилями – сетку с более крупными ячейками).

Применение О–Н-сетки позволяет повысить точность вычислений вблизи поверхностей межлопаточного канала и выделить особые точки в структуре потока. Это достигается применением экспоненциального закона уменьшения размера ячеек по мере приближения к поверхности примерно в

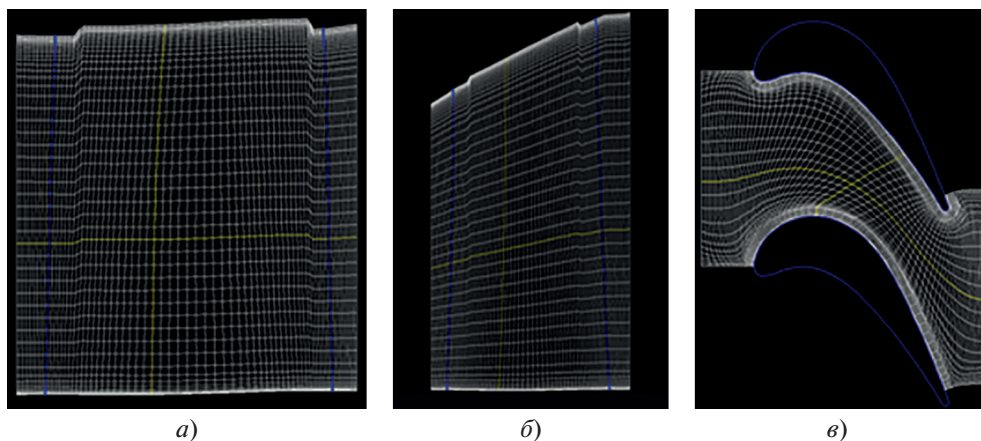


Рис. 2. Вид О–Н-сетки для расчетов по программе 3D NS. *a* – цилиндрическая проточная часть с канавкой на периферии в проекции xz (вариант 3); *b* – лопатка с меридиональным раскрытием и канавкой на периферии в проекции xz (вариант 6); *v* – расчетная сетка в проекции xy

пределах пограничного слоя. При таком подходе в первой ячейке на стенке во всех случаях $y^+ < 1$ (здесь y^+ – параметр, характеризующий численную точность расчетов). Это указывает на высокую точность расчетного подхода, реализованного на основе топологии используемой расчетной сетки.

На рис. 3 показана неструктурированная расчетная сетка на выпуклой поверхности лопаток для расчетов по программе ANSYS Fluent, которая генерировалась с помощью программы ANSYS ICEM. Общее количество ячеек составило 3.1 млн, что при использовании SST-модели турбулентно-

сти позволяет учесть основные особенности потока. Для расчетной области переносные границы в пределах шага между соседними венцами в окружном направлении являются периодически. Граничные условия для расчетов были такими же, как и для расчетов по программе 3D NS.

На рис. 4 приводятся распределения угла потока β_1 и полного давления p_1^* на входе в расчетную область, а также статического давления p_2 и адиабатического числа Маха $M_{2w ад}$ на выходе из нее в зависимости от относительной высоты R/h (здесь $R = r_i - r_{вт}$; $h = r_{пер} - r_{вт}$ – высота лопатки; r_i – текущий радиус; $r_{вт}$ – радиус втулки лопатки; $r_{пер}$ – радиус периферии лопатки), которые использовали для расчетов по вариантам 1–6 в качестве граничных условий.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

На рис. 5 показаны картины течения потока на выпуклой поверхности цилиндрической рабочей лопатки (вариант 1), полученные при расчетах по программам Fluent и 3D NS. Как отмечалось ранее, при отсутствии экспериментальных данных для валидации и обоснования результатов, полученных по программе 3D NS, проводили расчеты по широко используемому программному комплексу Fluent. Видно, что качественная картина структуры потока на выпуклой поверхности (распределение линий тока) практически одинакова для обоих методов расчета. Поток на периферии рабочей лопатки делится на две вихревые зоны. Одна вихревая зона соответствует протечке рабочего тела через радиальный зазор, другая – канальному вихрю.

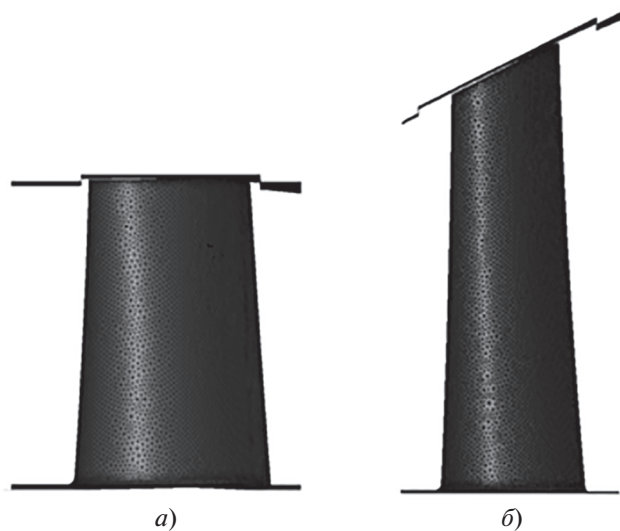


Рис. 3. Форма сетки в меридиональной плоскости для расчетов по программе Fluent. *a* – цилиндрическая проточная часть с канавкой на периферии; *b* – лопатка с меридиональным раскрытием и канавкой на периферии

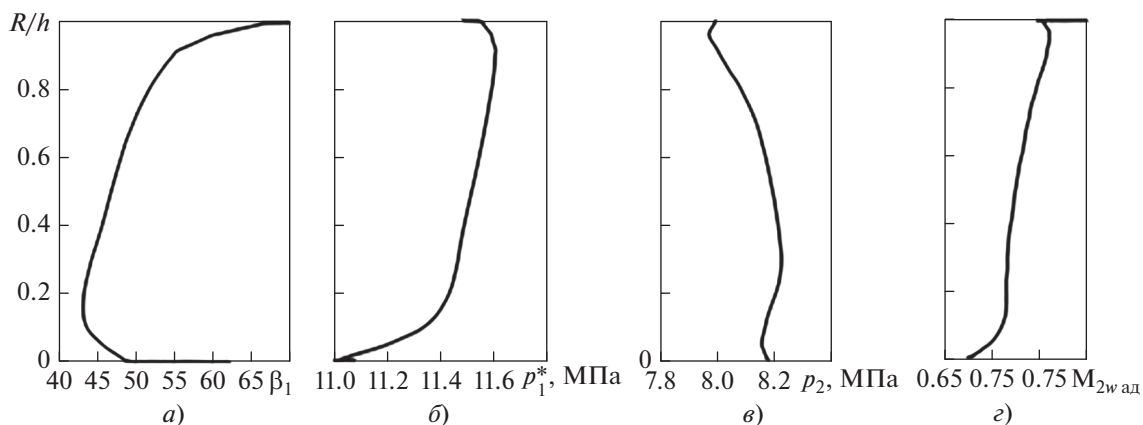


Рис. 4. Граничные условия для расчетов вариантов 1–6. Угол потока (а) и полное давление (б) на входе в расчетную область, статическое давление (в) и адиабатическое число Маха (г) на выходе из расчетной области

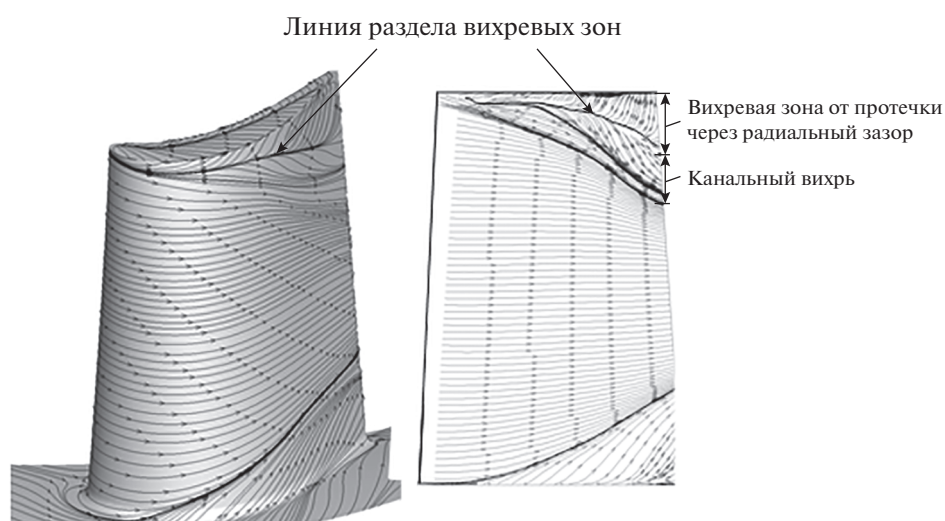


Рис. 5. Картина течения потока на выпуклой поверхности рабочей лопатки при расчете по программам Fluent (а) и 3D NS (б)

Распределение коэффициента потерь ζ по высоте рабочей лопатки для обоих методов расчета при относительном радиальном зазоре $\delta/h = 1.36\%$ показано на рис. 6. Видно хорошее совпадение коэффициента потерь в ядре потока и частично на периферии. Наибольшие расхождения в уровне потерь наблюдаются в привтулочной области при $R/h = 0-25\%$.

Зависимость коэффициента потерь в окрестности периферии цилиндрической рабочей лопатки от относительного радиального зазора показана на рис. 7. Значения коэффициента потерь для цилиндрической лопатки нормированы относительно его минимального значения для варианта 1 $\zeta_{\text{норм}} = 1.0$. Видно, что наибольшие потери наблюдаются в варианте 2. Увеличение в

варианте 3 расстояний от уступов до входной и выходной кромок приводит к уменьшению $\zeta_{\text{норм}}$ на 0.028 при $\delta/h = 0.45\%$ и на 0.0675 при $\delta/h = 1.81\%$. При одностороннем уступе в варианте 5 коэффициент потерь уменьшается по сравнению с вариантом 2 на 0.069 при $\delta/h = 0.45\%$ и на 0.23 при $\delta/h = 1.81\%$. Наибольший эффект снижения потерь во всем диапазоне изменения относительного радиального зазора наблюдается в варианте 1. В частности, разница в значениях $\Delta\zeta_{\text{норм}}$ между вариантами 1 и 2 составляет примерно 0.096 при $\delta/h = 0.45\%$ и 0.34 при $\delta/h = 1.81\%$. Таким образом, для цилиндрической лопатки нулевая перекрышка в данном случае является наиболее эффективной формой конструктивного оформления периферии над рабочей лопаткой. Такое различие в

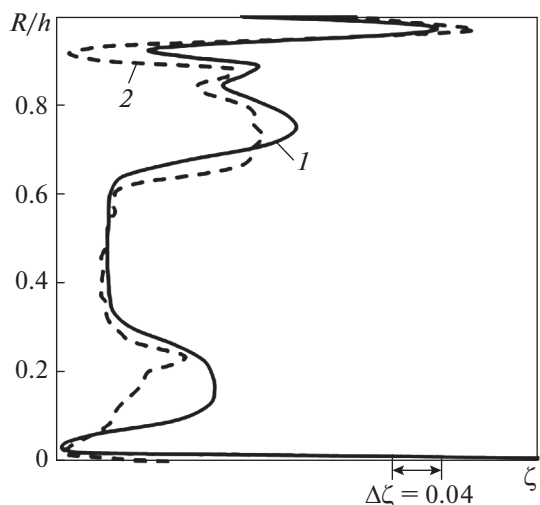


Рис. 6. Распределение коэффициента потерь по высоте рабочей лопатки в варианте 1 при $\delta/h = 1.36\%$, рассчитанного по программам 3D NS (1) и Fluent (2)

потерях связано с образованием в вариантах 2, 3 и 5 за уступом перед рабочей лопаткой вихревых зон, которые создают вихревой шнур (рис. 8), где генерируются дополнительные потери на периферии проточной части.

Влияние увеличения положительной перекрыши продемонстрировано на рис. 9, а, где сравниваются зависимости коэффициента $\zeta_{\text{норм}}$ от относительного радиального зазора. Видно, что увеличение положительной перекрыши до 2 мм в варианте 4 по сравнению с перекрышей 1 мм в варианте 3 привело к росту коэффициента $\zeta_{\text{норм}}$ примерно на 0.096 при $\delta/h = 0.45\text{--}1.81\%$.

При отрицательной перекрыше (рис. 9, б) зависимость коэффициента потерь $\zeta_{\text{норм}}$ в варианте 6 от относительного радиального зазора имеет линейный характер и совпадает с зависимостью потерь от зазора для варианта 1 при $\delta/h < 1.5\%$. При $\delta/h > 1.5\%$ потери в варианте 6 становятся больше потерь в варианте 1 с нулевой перекрышей.

Несмотря на одинаковый уровень потерь при $\delta/h < 1.5\%$, структура потока в вариантах 1, 6 на

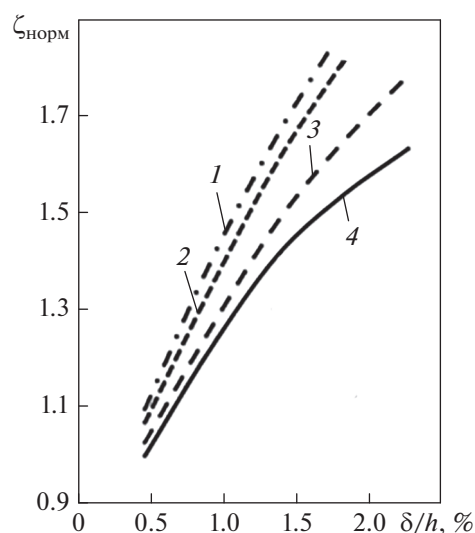


Рис. 7. Зависимость коэффициента суммарных потерь от относительного радиального зазора при различном конструктивном оформлении периферии цилиндрической рабочей лопатки.
Номер варианта: 1 – 2; 2 – 3; 3 – 5; 4 – 1

периферии рабочей лопатки является различной. На рис. 10 показано распределение коэффициента потерь по высоте лопатки для вариантов 1, 6 в верхней части лопатки, когда $\zeta_{\text{норм}} = 1.3$, на котором можно выделить три зоны с максимальным значением потерь. В зоне I первый максимум вызван потерями в радиальном зазоре, в зоне II второй максимум вызван протечкой газа через радиальный зазор, в зоне III третий максимум соответствует каналному вихрю на периферии лопатки. Первый максимум потерь примерно одинаков в обоих вариантах. В варианте 1 второй максимум значительно больше, чем в варианте 6. Зона III в варианте 6 располагается ближе к средней части лопатки при $R/h = 50\text{--}80\%$ с максимальным значением коэффициента потерь при $R/h = 65\%$. В то же время зона увеличения потерь в варианте 1 меньше, чем в варианте 6, и располагается ближе к периферии с максимальным значением коэффициента потерь при $R/h = 75\%$.

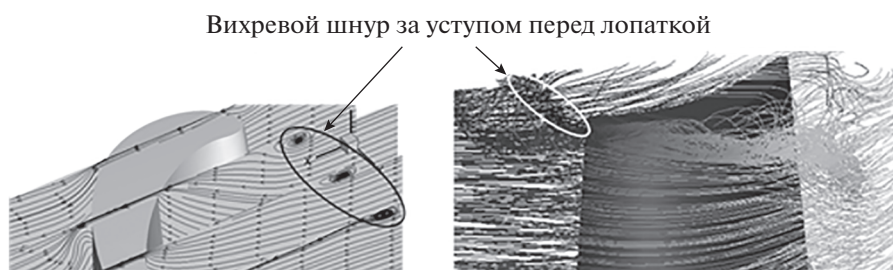


Рис. 8. Структура потока на периферии в варианте 3

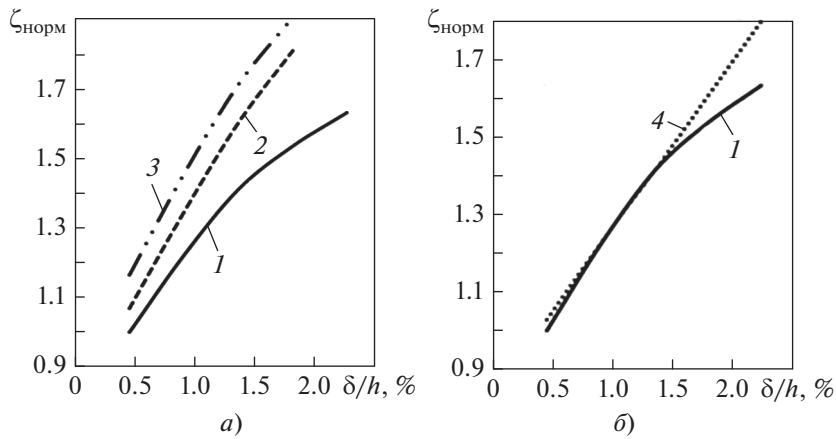


Рис. 9. Зависимость коэффициента суммарных потерь от относительного радиального зазора при положительной (а) и отрицательной (б) перекрышах. Номер варианта: 1 – 1; 2 – 3; 3 – 4; 4 – 6

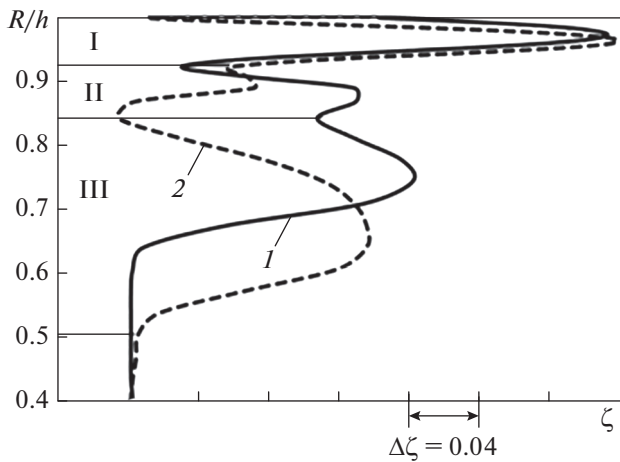


Рис. 10. Распределение коэффициента потерь по высоте рабочей лопатки в вариантах 1 (1) и 6 (2) при $\delta/h = 1.36\%$

Различная структура потока на периферии рабочей лопатки в вариантах 1, 6 видна на рис. 11, где показано распределение линий тока на выпуклой поверхности рабочей лопатки. В частности, видно, что зона вихря от протечки через радиальный зазор L_1 в варианте 1 больше аналогичной зоны в варианте 6 ($L_1 > L_3$). При этом зона канального вихря в варианте 6 больше, чем в варианте 1 ($L_4 > L_2$). Такое формирование зоны вторичных течений на периферии в варианте 6 связано с влиянием отрицательной перекрыши. В частности, на рис. 11, б видно, что вихревое течение за уступом перед лопаткой в варианте 6, с одной стороны, играет роль уплотнения, уменьшающего протечку через радиальный зазор, а с другой стороны, вызывает интенсификацию вторичного течения, увеличивая его зону на выпуклой поверхности на периферии рабочей лопатки.

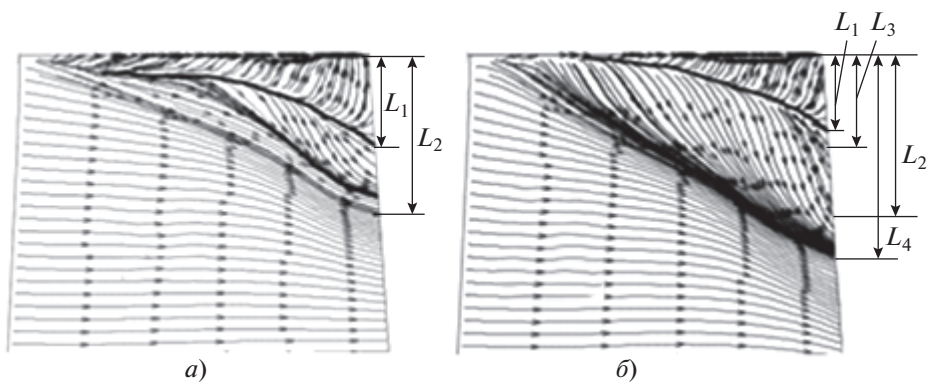


Рис. 11. Распределение линий тока на выпуклой поверхности рабочей лопатки на периферии в вариантах 1 (а) и 6 (б)

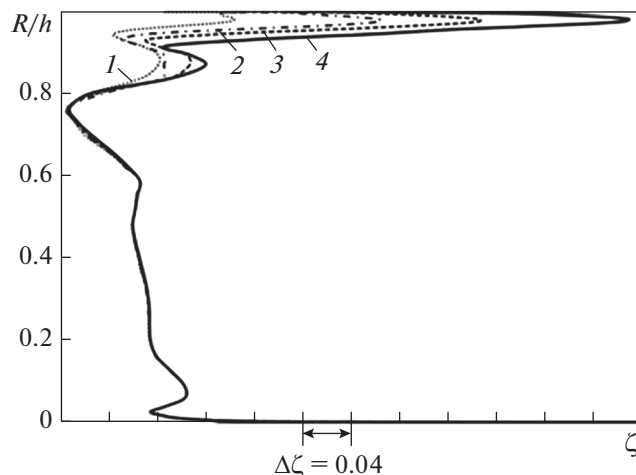


Рис. 12. Распределение коэффициента потерь по высоте рабочей лопатки в варианте 7. $\delta/h, \%$: 1 — 0.28; 2 — 0.56; 3 — 0.84; 4 — 1.40

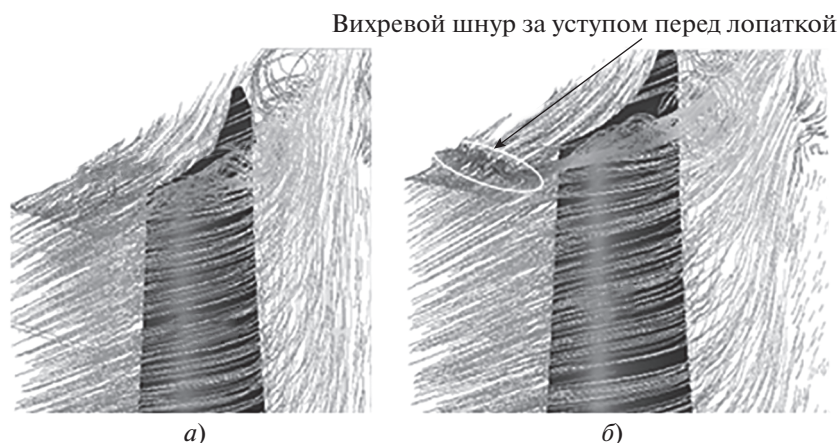


Рис. 13. Структура потока на периферии в вариантах 7 (а) и 8 (б)

Таким образом, уровень суммарных потерь при отрицательной перекрыше в варианте 6 при $\delta/h < 1.5\%$ оказался равным потерям в рабочей лопатке без перекрыши, несмотря на различную структуру потока на периферии в окрестности радиального зазора.

На рис. 12 показано распределение коэффициента потерь по высоте рабочей лопатки с меридиональным раскрытием без перекрыши в варианте 7. Видно, что изменение потерь происходит на периферии при $R/h = 83\text{--}100\%$.

Структура потока на периферии рабочей лопатки с меридиональным раскрытием в вариантах 7, 8, полученная при расчетах по программе Fluent, показана на рис. 13. Видно, что перед входной кромкой рабочей лопатки без перекрыши в ва-

рианте 7 поток является невозмущенным, в то время как в варианте 8 при наличии уступа перед входной кромкой виден вихревой шнур, который генерирует дополнительные потери.

На рис. 14 представлена зависимость коэффициента потерь от относительного радиального зазора для рабочей лопатки с меридиональным раскрытием на периферии для вариантов 7, 8 при $\delta/h = 0.84\%$. Видно, что наличие уступа перед входной кромкой рабочей лопатки в варианте 8 приводит к увеличению зоны повышенных потерь на периферии, начиная с относительной высоты $R/h = 71\%$, по сравнению с вариантом 7, где зона повышенных потерь начинается с $R/h = 76\%$.

На рис. 15 показана зависимость коэффициента потерь от относительного радиального зазора

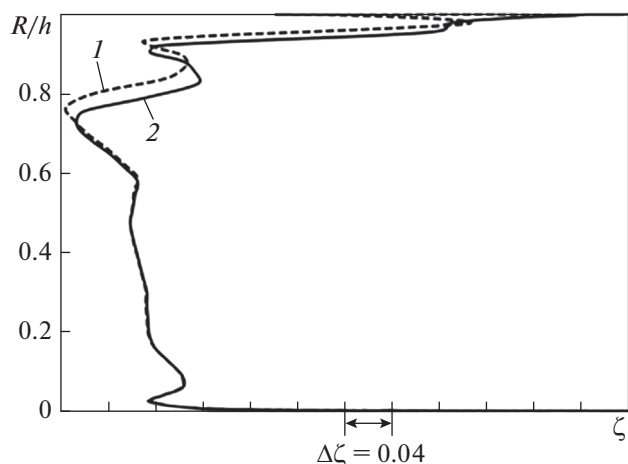


Рис. 14. Распределение коэффициента потерь по высоте лопатки для вариантов 7 (1) и 8 (2) при $\delta/h = 0.84\%$

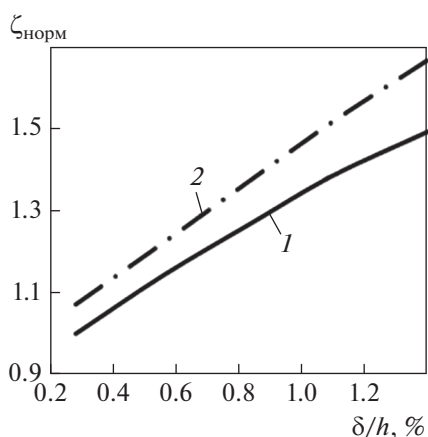


Рис. 15. Зависимость коэффициента потерь в рабочей лопатке с меридиональным раскрытием от относительного радиального зазора в вариантах 7 (1) и 8 (2)

для рабочей лопатки с меридиональным раскрытием на периферии в вариантах 7, 8. Значения коэффициента потерь нормированы относительно их минимального значения в варианте 7 ($\zeta_{\text{норм}} = 1$). Видно, что уровень коэффициента потерь в лопатке в варианте 8 выше, чем в лопатке с нулевой перекрышей в варианте 7, во всем диапазоне изменения относительного радиального зазора.

ВЫВОДЫ

1. Наличие уступов перед входной кромкой рабочих лопаток (положительная перекрыша) как с цилиндрической проточной частью, так и с меридиональным раскрытием приводит к образованию за уступом вихревого шнура, в котором генерируются дополнительные потери на периферии рабочих лопаток.

2. Благодаря увеличению расстояния между уступом на корпусе и входной кромкой рабочей лопатки потери при работе с положительной перекрышей снижаются.

3. Уменьшение радиальных зазоров обеспечивает снижение разницы в потерях между вариантами с положительной перекрышей и без нее.

4. При отрицательной перекрыше, смоделированной уступом 4 мм, расположенным на расстоянии 12.6 мм от входной кромки, потери при относительных радиальных зазорах менее 1.5% равны потерям в варианте без перекрыши. При относительных радиальных зазорах более 1.5% потери при отрицательной перекрыше становятся больше, чем в варианте без перекрыши.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костюк А.Г., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые турбины и газотурбинные установки для электростанций. М.: Издательский дом МЭИ, 2018.
2. Кирилов И.И. Теория турбомашин. М.: Машиностроение, 1964.
3. Копелев С.З., Тихонов Н.Д. Расчет турбин авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1974.
4. Локай В.И., Максимова М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1979.
5. Дейч М.Е. Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996.
6. Ameri A.A., Steinhilber E., Rigby D.L. Effects of tip clearance and casing recess on heat transfer and stage efficiency in axial turbines // ASME J. Turbomach. 1999. V. 121. P. 683–693. <https://doi.org/10.1115/1.2836720>
7. Influence of casing design over a blade on a stage efficiency / A. Granovski, M. Kostege, V. Krupa, S. Rudenko // Proc. of the XVIII Intern. Symposium on ISABE. Beijing, China, 2–7 Sept. 2007.
8. Effect of upstream step geometry on axisymmetric converging vane endwall heat transfer and film cooling at transonic conditions / B. Bai, Zh. Li, J. Li, Sh. Mao, W. Ng, H. Xu, M. Fox // Proc. ASME Turbo Expo 2020 Turbomachinery Technical Conf. and Exposition GT2020. 21–25 Sept. 2020. Virtual, Online. GT2020-16154. <https://doi.org/10.1115/GT2020-16154>
9. Krupa V.G. Simulation of steady and unsteady viscous flows in turbomachinery // AGARD-lecture Series. 1994. V. 198. LS-198.
10. Coakley T.J. Turbulence modelling for the compressible Navier–Stokes equations // AIAA. Proc. of the 16th Fluid and Plasmadynamics Conf. Danvers, MA, USA, 12–14 July 1983. <https://doi.org/10.2514/6.1983-1693>

Studying the Casing Design Influence on the Losses in Unshrouded Turbine Blades

I. V. Afanas'ev^a, A. V. Granovskii^{a, *}, and I. A. Manaev^a

^a Lyulka Experimental Design Bureau, Moscow, 129301 Russia

*e-mail: andrey.granovskiy@yandex.ru

Abstract—At present, the majority of power-generating gas turbines produced by the world's leading companies have unshrouded rotor blades of all stages except the last one and a number of turbines also have the last-stage rotor blades unshrouded. This became possible owing to the advent of tip clearance monitoring and control systems, the use of which makes it possible, depending on the plant operation mode, to secure highly efficient and reliable gas turbine operation. Since almost all stages of modern gas turbines operate at high working fluid temperatures, it is necessary to take into account significant temperature stresses arising in the turbine casing components and rotor blades; these stresses give rise to deformations, which are difficult to predict in advance. In some cases, the mutual displacements of cooled nozzle vane platforms upstream and downstream of the rotor blade, and also of the casing treatment inserts give rise to ledges at the periphery of rotor blades with an open tip clearance, the streamlining of which entails the occurrence of vortex zones. These vortex zones generate additional losses at the rotor blade periphery and affect the pattern of working fluid leakage through the tip clearance. Based on the example cases modeling possible casing designs at the wheel space periphery near the rotor blades, the flow structure and the level of losses are numerically analyzed as functions of tip clearance.

Keywords: gas turbine, rotor blades, open tip clearance, temperature stresses, deformation, vortex structure, tip clearance losses