

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

**РАЗРАБОТКА БЕЗБАНДАЖНОЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ
ВТОРОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ГТЭ-65.1**

© 2023 г. А. В. Грановский^а, *., **, И. В. Афанасьев^а,
В. К. Костеж^а, Н. И. Фокин^б, М. Г. Черкасова^б

^аОпытное конструкторское бюро им. А. Люльки, ул. Касаткина, д. 13, Москва, 129301 Россия

^бАО “Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт”,
ул. Ватутина, д. 3, литера А, Санкт-Петербург, 195009 Россия

*e-mail: andrey.granovskiy@okb.umpo.ru

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

Поступила в редакцию 07.12.2022 г.

После доработки 28.12.2022 г.

Принята к публикации 25.01.2023 г.

Разработка отечественных газотурбинных установок, предназначенных для выработки электрической энергии, а также используемых на газоперекачивающих станциях, является приоритетным направлением развития энергетической отрасли. В настоящее время в АО “Силовые машины” разрабатывается газотурбинная установка ГТЭ-65.1, прототипом которой является спроектированная в начале 2000-х годов установка ГТЭ-65.0. В качестве граничных условий при проектировании проточной части модифицированной турбины 65.1 были приняты формы меридиональных обводов и лопаточных венцов турбины 65.0, а также основные параметры в номинальном режиме. Рассмотрена возможность создания рабочей лопатки второй ступени модифицированной турбины ГТЭ-65.1 без бандажной полки. Такое решение позволит уменьшить расход охлаждающего воздуха, снизить потери от охлаждения и аэродинамические потери в окрестности периферии рабочей лопатки, а также исключить проблемы с прочностной доводкой охлаждаемой бандажной полки и самой рабочей лопатки путем снижения напряжений в теле лопатки и уменьшения контурных напряжений на диск рабочего колеса. Эксплуатационными (сервисными) затратами в данном случае являются сравнительные затраты на восстановление (рекондицию) лопатки с охлаждаемой бандажной полкой и без нее, возникающие после первого интервала эксплуатационного цикла, соответствующего примерно 25000–33000 эквивалентным газовым часам. На основе расчетных исследований при использовании программных комплексов 3D NS и Fluent демонстрируется возможность создания эффективной рабочей лопатки второй ступени турбины ГТЭ-65.1 в безбандажном варианте.

Ключевые слова: деформация бандажной полки, лопатки с бандажными полками, лопатки без бандажа, радиальный зазор, газодинамические потери, схема охлаждения лопатки, коэффициент потерь, расход воздуха

DOI: 10.56304/S0040363623070020

Одной из современных тенденций развития газовых турбин является применение безбандажных рабочих лопаток в охлаждаемых ступенях [1–3], поскольку для обеспечения соответствующего жизненного цикла бандажной полки, работающей при высоких температурах газа, для ее охлаждения, требуется дополнительное количество воздуха. В большинстве случаев это реализуется подачей охлаждающего воздуха из статора турбины в пространство вокруг бандажной полки или внутренним конвективным ее охлаждением. При этом очевидно, что стоимость лопатки с конвективно охлаждаемой бандажной полкой будет существенно выше стоимости лопатки без бандажа, а надежность конструкции – ниже.

Принципиальным аспектом использования лопаток без бандажных полок, особенно при коническом внешнем обводе проточной части, является обеспечение минимального радиального зазора на основных режимах эксплуатации. Здесь следует подчеркнуть, что современные методы расчета пространственных деформаций системы “ротор – статор” газотурбинной установки на переходных режимах позволяют довольно точно определять необходимые монтажные зазоры при сборке турбины. Применение высокотемпературных истираемых покрытий, наносимых на надроторные вставки, обеспечивает целостность концов лопаток в нерегламентированных ситуациях, например при аварийных остановах.

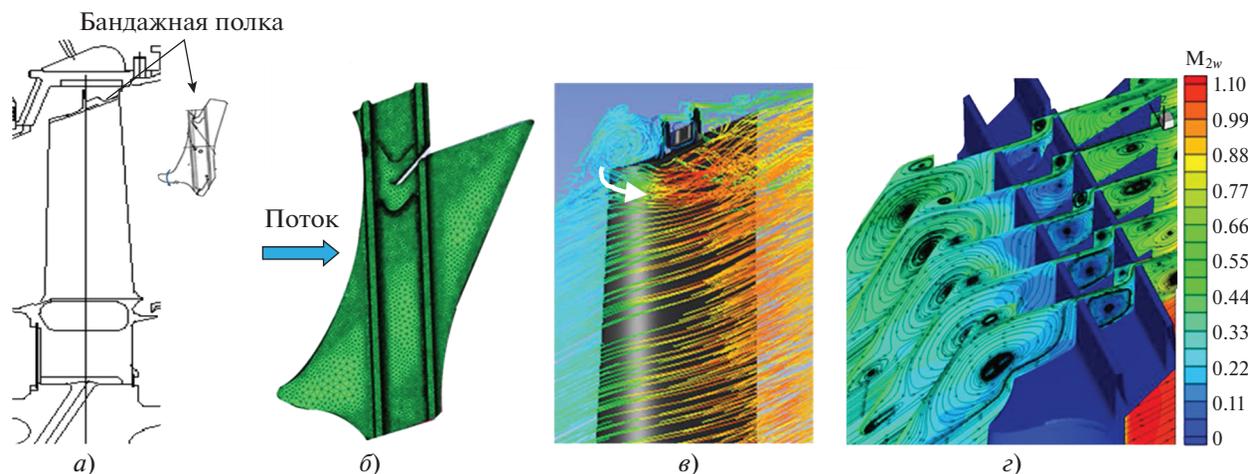


Рис. 1. Структура потока в окрестности бандажной полки на расчетном режиме.

a – рабочая лопатка второй ступени турбины ГТЭ-65.0 с бандажной полкой; *б* – вид сверху на бандажную полку с неструктурированной расчетной сеткой для расчетов в программном комплексе Fluent; *в* – вид на структуру линий тока в окрестности бандажной полки; *г* – изолинии числа Маха M_{2w} в относительном движении

РАЗРАБОТКА БЕЗБАНДАЖНОЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ВТОРОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Прототипом модифицированной турбины ГТЭ-65.1 (далее турбина 65.1) является турбина ГТЭ-65.0 [4]. Отказ от применения бандажной полки на рабочей лопатке второй ступени (РЛ2) этой турбины позволяет уменьшить расход охлаждающего воздуха, снизить потери от охлаждения и аэродинамические потери в окрестности периферии рабочей лопатки. Кроме того, исключаются проблемы, возникающие при прочностной доводке охлаждаемой бандажной полки и самой рабочей лопатки путем снижения напряжений в теле лопатки и уменьшения контурных напряжений на диск рабочего колеса. Также необходимо учитывать более высокие эксплуатационные затраты на восстановление (рекондицию) лопатки с охлаждаемой бандажной полкой по сравнению с лопаткой без нее.

При проведении прочностной оценки безбандажной рабочей лопатки второй ступени опирались на опыт компаний Alstom и Siemens [5, 6].

Рабочие лопатки второй ступени исходной турбины ГТЭ-65.0 имели бандажные полки. На рис. 1 приведены схематичное изображение рабочей лопатки с бандажной полкой и структура потока вокруг бандажа. Анализ структуры потока в исходной РЛ2 при наличии бандажной полки проводили на основе результатов расчетов с помощью коммерческого комплекса Fluent. На рис. 1, б видно, что бандаж в РЛ2 является частичным и входная часть лопатки выдается в поток примерно на 1/3 ее ширины. Такой частичный бандаж выполняет, главным образом, антивибрационную функцию, поэтому происходит перете-

кание потока с вогнутой поверхности лопатки на ее выпуклую поверхность над входной частью бандажных полок.

На рис. 1, в показана расчетная картина течения потока вокруг бандажной полки. Видно, что поток попадает со стороны вогнутой поверхности лопатки на ее выпуклую поверхность и дополнительно под бандажную полку, интенсифицируя вторичное течение на периферии и, следовательно, увеличивая вторичные потери в рабочей лопатке с бандажом. На рис. 1, г приведена вихревая структура потока над бандажной полкой. Видно, что на полке до первого ребра, между ребрами и на выходе из лопатки образуются вихревые шнуры, имеющие разные поперечные размеры и интенсивность в окружном направлении. Система вихрей, из которых состоят вихревые шнуры, генерирует дополнительные потери на периферии РЛ2.

Влияние бандажной полки в исходной РЛ2 определяли путем сопоставления рассчитанных по программе Fluent распределений коэффициента потерь ζ в лопатке с бандажом и в безбандажной лопатке при относительном радиальном зазоре $\delta/h = 0-0.9\%$ (здесь δ – радиальный зазор, h – высота лопатки, мм). На рис. 2 видно, что потери, вызванные сложной вихревой структурой вокруг бандажной полки (1), превышают потери в безбандажной лопатке (2), когда $\delta/h < 0.77\%$. При этом “компенсационные” потери $\Delta\zeta$ (offset loss [2, 3]) для данной лопатки могут достигать примерно 1% при уменьшении радиального зазора до $\delta/h = 0$. При $\delta/h > 0.77\%$ газодинамические потери, включая потери в радиальном зазоре, меньше в лопатке с бандажной полкой.

ОХЛАЖДЕНИЕ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ
ВТОРОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ 65.1

Отсутствие данных по эксплуатации исходной ГТЭ-65.0 не позволило использовать ее в качестве базового варианта для оценки теплового состояния бандажной полки на РЛ2. Поэтому для снижения расхода охлаждающего воздуха при разработке РЛ2 в турбине 65.1 было уменьшено число рабочих лопаток z , что вызвало сокращение площади поверхности пера лопатки пропорционально отношению $z_2/z_1 = 0.94$ (здесь z_1, z_2 – количество лопаток в исходном и модифицированном рабочем колесе второй ступени). При этом отношение площадей поверхности пера лопатки составило $S_2/S_1 = 0.94$ (здесь S_1, S_2 – площадь поверхности исходной и модифицированной рабочей лопатки), а отношение суммарных площадей поверхностей венцов с учетом площадей бандажных полок в исходной РЛ2 равнялось $S_{2t}/S_{1t} = 0.89$. Таким образом, площадь омываемой газом поверхности одной РЛ2 в модифицированной турбине 65.1 уменьшилась на 6%. Суммарная площадь поверхности с учетом бандажных полок в исходной РЛ2 уменьшилась на 11%, что явилось потенциальной возможностью снизить требуемое количество охлаждающего воздуха в модифицированной РЛ2.

Для обоснования конструкции концептуального варианта модифицированной РЛ2 (с бандажной полкой или без нее) был использован опыт проектирования и эксплуатации турбины класса E фирмы Alstom [7], тогда главной проблемой являлась недопустимая деформация полки в РЛ2 в процессе наработки ресурса лопатки. Мероприятия по улучшению охлаждения полки позволили практически исключить ее деформацию, но не появление трещин в ней. Кроме этого, из-за увеличенного на 2% расхода охлаждающего воздуха (включая подачу воздуха со стороны надпорторной вставки) снизились газодинамические преимущества применения бандажной полки. С учетом опыта проектирования лопаток с бандажными полками, а также повышенной контурной нагрузки на РЛ2 в турбине 65.1 и возможных проблем при литье лопаток с конвективно охлаждаемыми бандажными полками была принята концепция модифицированной РЛ2 без бандажной полки.

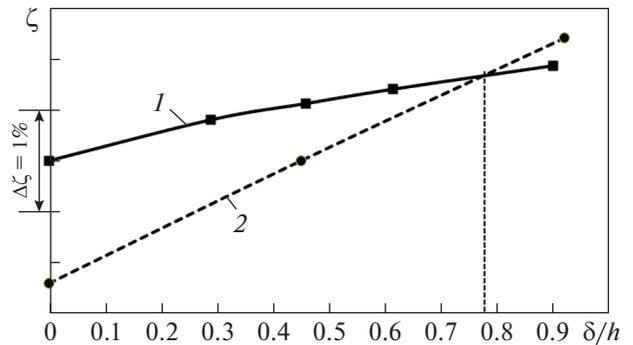


Рис. 2. Зависимость коэффициента потерь ζ от относительного радиального зазора по результатам расчетов по программе Fluent в лопатке с бандажной полкой (1) и без нее (2)

Для охлаждения модифицированной РЛ2 в турбине 65.1 применена радиальная схема течения охлаждающего воздуха в каналах с ребрами и выпуском охлаждающего воздуха через щель с рядами штырей в выходной кромке (рис. 3). При такой схеме охлаждения минимизируются проблемы достижения заданного ресурса лопатки и на ее охлаждение требуется до 1% относительного расхода охлаждающего воздуха.

На рис. 4 показана схема выпуска охлаждающего воздуха из рабочей лопатки. В таблице приведены результаты расчета по программе Cool Loss коэффициента потерь от охлаждения $\zeta_{охл}$ и относительных расходов воздуха в безбандажной РЛ2 при выпуске охлаждающего воздуха в выходную кромку и осевой зазор у втулки. Видно, что при принятом варианте схемы охлаждения пера лопатки потребный относительный расход охлаждающего воздуха составил $G_B/G_{T0} = 0.7\%$ (здесь G_B – расход охлаждающего воздуха через выходную кромку, G_{T0} – расход газа на входе в РЛ2).

ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ
БЕЗБАНДАЖНОЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ
ВТОРОЙ СТУПЕНИ

При проектировании модифицированной безбандажной рабочей лопатки второй ступени количество лопаток было уменьшено. На рис. 5 приведены полученные в результате предварительных рас-

Результаты расчета коэффициента потерь от охлаждения и расходов охлаждающего воздуха в безбандажной РЛ2

Способ охлаждения	$\zeta_{охл}$	G_B/G_{T0}	G_B/G_K
Выпуск в выходную кромку	0.0076	0.0071	0.00670
Выдув в осевой зазор у втулки	0.0013	0.0018	0.00169
Суммарное значение	0.0089	0.089	0.00839

Примечание. G_K – расход воздуха на входе в компрессор.

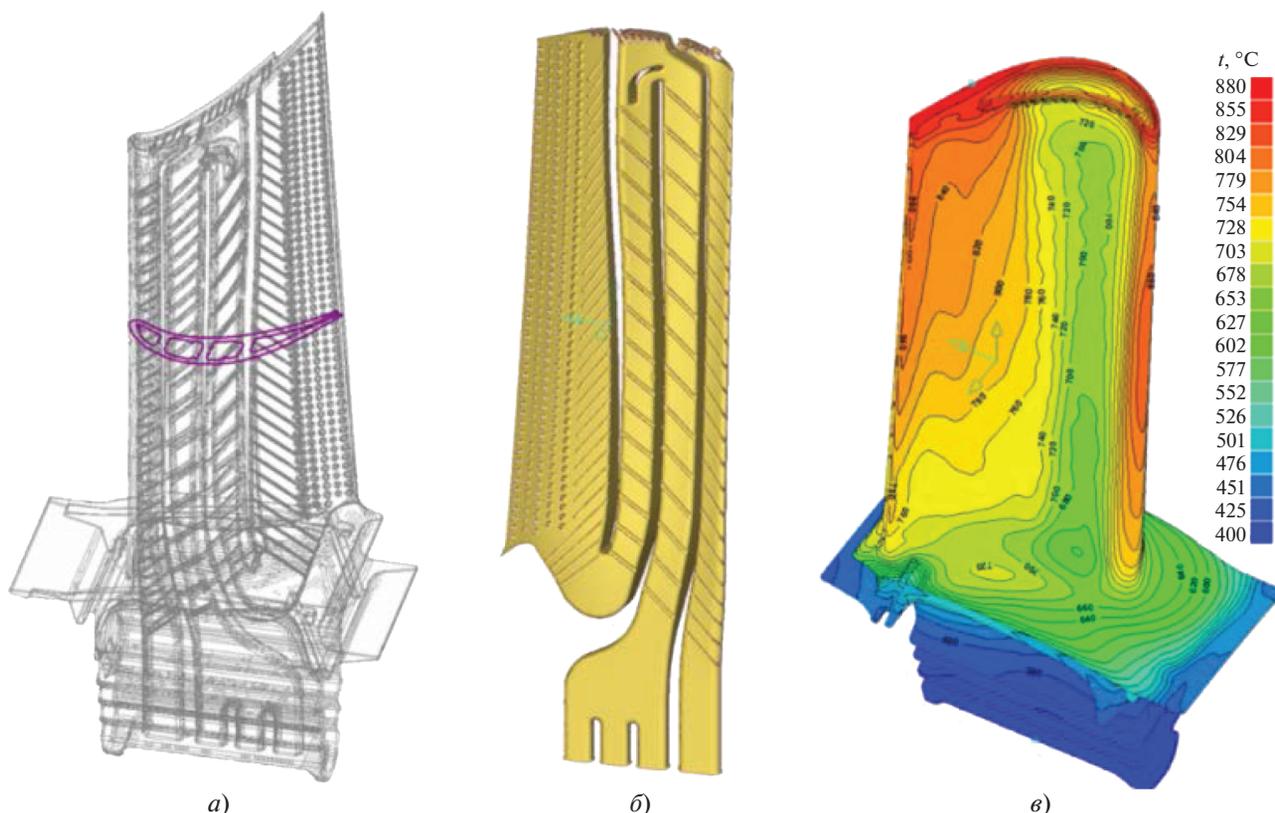


Рис. 3. Концептуальный вариант безбандажной РЛ2 для турбины ГТЭ-65.1. *а* – вид каналов с ребрами системы охлаждения РЛ2; *б* – вид выплавляемого стержня РЛ2; *в* – поле температур t на поверхности РЛ2

четов турбины распределения полной температуры t_{1w}^* , полного давления p_{1w}^* и угла потока β_1 на входе в рабочее колесо второй ступени в относительном движении, а также распределение статического давления p_2 и числа Маха M_{2w} на выходе из РЛ2 как функции относительного текущего радиуса проточной части $R/h = r_i - r_{\text{внут}} / (r_{\text{внеш}} - r_{\text{внут}})$ (здесь r_i – текущий радиус проточной части; $r_{\text{внут}}$ – радиус от оси турбины до внутреннего обвода проточной части; $r_{\text{внеш}}$ – радиус от оси турбины до внешнего

обвода проточной части). С учетом этих граничных условий были спрофилированы с помощью полиномов Безье три плоских базовых сечения РЛ2 (рис. 6, *а–в*).

Пространственную поверхность венца создавали на основе плоских базовых сечений путем построения порций поверхности. При этом использовали сегменты параметрических полиномов базовых сечений и их сплайновую интерполяцию по высоте венца. В результате образовалась поверхность, состоящая из порций, которые можно описывать параметрическими уравнениями пятого порядка, обеспечивающими непрерывность и гладкость второго порядка на границах этих порций поверхности (рис. 6, *з, д*).

Расчетное исследование РЛ2 в изолированном венце выполняли по программе 3D NS, в которой для интегрирования уравнений Навье – Стокса применяется релаксационная версия неявно определенной бездивергентной схемы С.К. Годунова [8]. Влияние турбулентной вязкости описывается дифференциальной моделью $q-\omega$ [9]. В структурированной, автоматически построенной О–Н-сетке содержится около 3.8×10^5 ячеек. Применение О–Н-сетки позволяет повысить точность вычислений вблизи поверхностей меж-

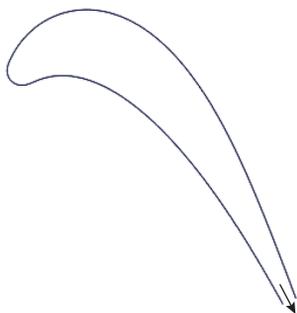


Рис. 4. Схема выпуска охлаждающего воздуха из рабочей лопатки

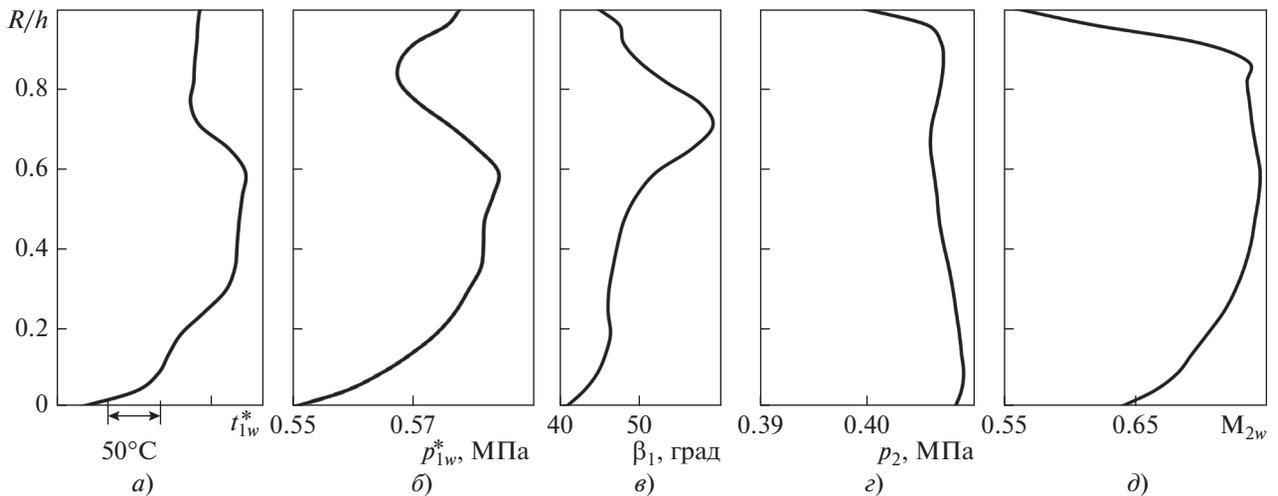


Рис. 5. Радиальное распределение полной температуры (а), полного давления (б) и угла входа потока в РЛ2 (в) в относительном движении, статического давления (г) и числа Маха (д) на выходе РЛ2

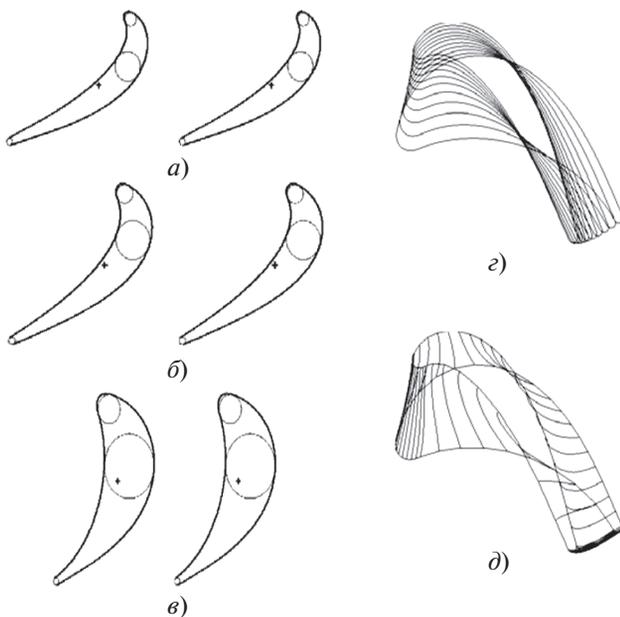


Рис. 6. Вид модифицированной РЛ2. а – периферия; б – середина; в – втулка; г – распределение плоских сечений лопатки по высоте; д – распределение вертикальных образующих лопатки

На рис. 8 приведены схематическое изображение модифицированной безбандажной РЛ2 и радиальное распределение коэффициента потерь ζ в исходной лопатке с бандажной полкой и в модифицированной безбандажной лопатке при нулевом радиальном зазоре, полученное при расчетах по программе 3D NS (здесь $\Delta\zeta$ – цена деления шкалы). Видно, что в модифицированной РЛ2 потери уменьшились как в средней ее части, так и около втулки и периферии (вторичные потери) по сравнению с исходной лопаткой. В целом коэффициент потерь без учета потерь в радиальном зазоре в модифицированной РЛ2 на 3.0% меньше, чем в исходной РЛ2.

Относительно прочностной доводки безбандажной РЛ2 в работе [6] отмечено, что результаты расчетов длительной статической и циклической долговечности и динамического состояния лопаток турбин были подтверждены в процессе модернизации основных зарубежных газотурбинных установок большой мощности и в настоящее время вносятся в нормативную документацию на проектирование газотурбинных установок ГТЭ-65 и ГТЭ-170 ПАО “Силовые машины” при ее пересмотре.

ВЫВОДЫ

1. Аэродинамический, температурный и прочностной анализы рабочей лопатки второй ступени с бандажной полкой показали, что для обеспечения ее работоспособности при работе турбины 65.1 и минимизации неблагоприятных деформаций бандажной полки потребуется значительное количество охлаждающего воздуха, которое нивелирует преимущество от применения бандажной полки по снижению потерь в радиальном зазоре.

лопаточного канала и выделить особые точки в структуре потока. Это достигается применением экспоненциального закона уменьшения размера ячеек по мере приближения к поверхности примерно в пределах пограничного слоя. При таком подходе значение параметра y^+ , характеризующего точность вычислений, в первой ячейке на стенке всегда было $y^+ < 1$, что свидетельствует о высокой точности расчета, реализованного на основе топологии используемой расчетной сетки, показанной на рис. 7.

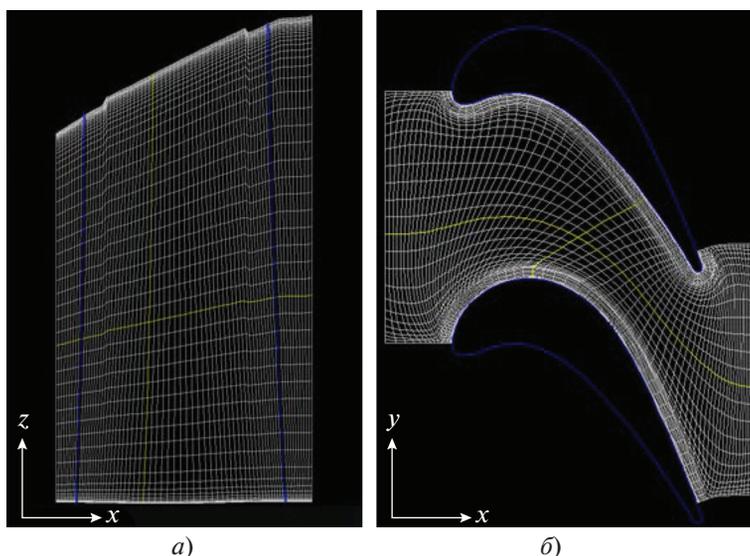


Рис. 7. Проекция пространственной расчетной О–Н-сетки для вычислений по программе 3D NS. *a* – лопатка с меридиональным раскрытием и канавкой на периферии в проекции xz ; *б* – вид расчетной сетки в проекции xy

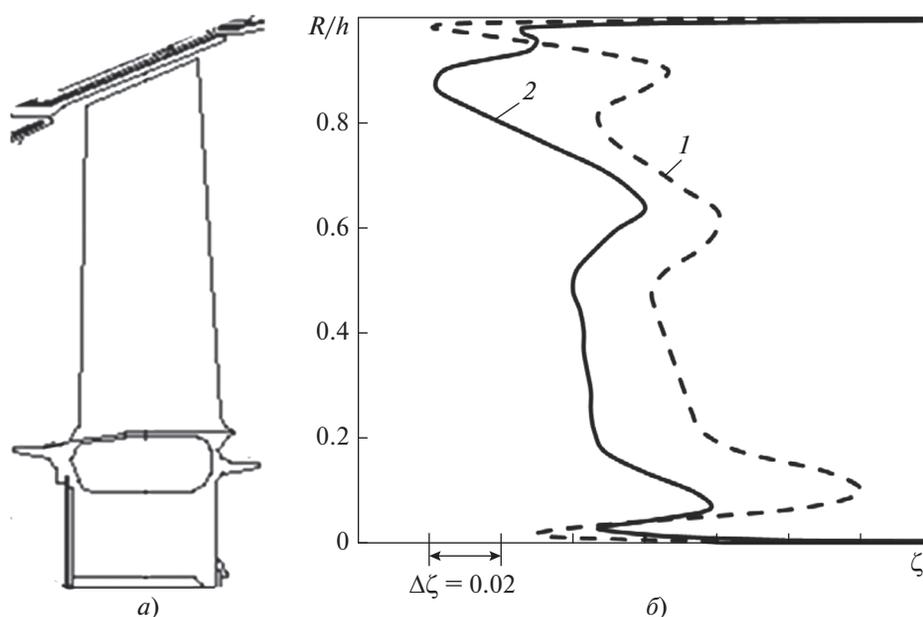


Рис. 8. Безбандажная рабочая лопатка второй ступени (*a*) и радиальное распределение коэффициента потерь ζ в исходной (*1*) и модифицированной (*2*) РЛ2 при нулевом радиальном зазоре (*б*)

2. Сокращение числа рабочих лопаток второй ступени и отказ от применения бандажной полки позволили уменьшить суммарную площадь охлаждаемой поверхности на 11% по сравнению с РЛ2 в исходной турбине 65.0 и, соответственно, снизить потребный относительный расход охлаждающего воздуха в этой лопатке до менее чем 1%.

3. Использование модифицированной рабочей лопатки второй ступени турбины ГТЭ-65.1 без бандажной полки является более целесообразным по сравнению с исходной лопаткой с бандажом.

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. **The effect of clearance on shrouded and unshrouded turbines at two levels of reaction / S. Yoon, E. Curtis, J. Denton, J. Longley // J. Turbomach. 2014. V. 2. P. 021013.**
<https://doi.org/10.1115/GT2010-22541>
3. **Афанасьев И.В., Грановский А.В.** Расчетное исследование влияния формы бандажной полки на эф-

- фективность ступени газовой турбины. Теплоэнергетика. 2018. № 3. С. 15–22.
<https://doi.org/10.1134/S0040363618030013>
4. **Лебедев А.С., Сими́н Н.О.** Обоснование выбора параметров тепловой схемы газотурбинной установки среднего класса ГТЭ-65 и характеристики ее основных узлов // Тяжелое машиностроение. 2007. № 7. С. 2–7.
 5. **Particularities** of blading free resonance design for heavy duty gas turbines with circumferential rotor grooves / I. Putschkov, A. Arkhipov, V. Moskovskikh, H. Kissel, A. Laqua // Proc. of ASME Turbo Expo 2014. Düsseldorf, Germany, 16–20 June. 2014. ASME Paper GT2014-26853.
<https://doi.org/10.1115/GT2014-26853>
 6. **Особенности** 3D КЭ расчетов для оценки долговечности и динамического состояния лопаток турбин большой мощности / А.Н. Архипов, И.В. Пучков, Ю.А. Равикович, О.В. Романова // Сб. докл. на LXIX сессии Комиссии по газовым турбинам РАН “Научно-технические проблемы широкого применения газотурбинных и парогазовых установок в электроэнергетике”. Санкт-Петербург, сентябрь 2022 г. С. 166–176.
 7. **How** to upgrade gas turbines to meet customer requirements and be fast market / S. Irmish, A. Bauer, J. Ferber, K. Kappis, A. Soumin // Proc. of ASME Turbo Expo 2013. San Antonio, Texas, USA, June 2013. ASME Paper GT2013-94902.
<https://doi.org/10.1115/GT2013-94902>
 8. **Krupa V.G.** Simulation of steady and unsteady viscous flows in turbomachinery // AGARD. Lecture Ser. 1994. No. 198. LS-198.
 9. **Coakley T.J.** Turbulence modelling for the compressible Navier–Stokes equations // AIAA Paper. 1983. No. 83. P. 1693.

Development of an Unshrouded Blade for Stage Two of a GTE-65.1 Turbine

A. V. Granovskii^{a, *, **}, I. V. Afanas’ev^a, V. K. Kostezh^a, N. I. Fokin^b, and M. G. Cherkasova^b

^a *Lulka Development Design Bureau, Moscow, 129301 Russia*

^b *AO Power Machines—ZTL, LMZ, Electrosila, Energomachexport, St. Petersburg, 195009 Russia*

**e-mail: andrey.granovskiy@okb.umpo.ru*

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

Abstract—The development of domestic gas turbine units designed for driving electric generators or mechanical equipment at gas-pumping stations has become a crucial technological area for the power industry. At present AO Power Machines is developing the GTE-65.1 gas turbine unit (GTU), whose prototype is the GTE-65.0 GTU designed in the early 2000s. The boundary conditions adopted in designing the flow path in the modified GTE-65.1 were the shapes of the meridional outline and of the blade rows in the GTE-65.0 turbine and the main parameters under the rated operating conditions. The possibility of creating a stage two unshrouded blade for the modified GTE-65.1 turbine is examined. This solution will reduce the cooling air flowrate, decrease the cooling losses and aerodynamic losses at the blade periphery, and eliminate problems of bringing the strength of the cooled shroud and of the blade proper to the required level by reducing stresses in the blade body and contour stresses in the wheel disk. The operating (service) costs in this case are the comparative costs for the restoration (reconditioning) of the blade with or without a cooled shroud to be incurred after the first interval of the operating cycle corresponding to approximately 25 000–33 000 equivalent gas hours. The results of computational studies performed by the 3D NS and Fluent software packages have demonstrated that an efficient rotor blade for stage two of the GTE-65.1 GTU can be designed without any shroud.

Keywords: shroud deformation, shrouded blades, unshrouded blades, tip clearance, gas dynamic losses, blade cooling scheme, loss factor, air flowrate