

Р. Б. ШЕРФЕДИНОВ, М. Г. ИЩЕНКО, Л. А. СЛАСТЁН, С. В. АЛЁХИНА

РАЗРАБОТКА РАБОЧИХ ЛОПАТОК ИЗ ТИТАНОВОГО СПЛАВА ДЛЯ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ЦИЛИНДРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Освещены основные конструкторские проработки АО «Турбоатом» при создании рабочей лопатки из титанового сплава с длиной активной части 1200 мм для последних ступеней турбин К-1000-60/3000. Отмечено, что комплекс расчетов для рабочих лопаток из титанового сплава для последних ступеней цилиндра низкого давления мощных паровых турбин является актуальной задачей. Проведен трехмерный расчет на прочность указанных лопаток, определено напряженно-деформированное состояние и перемещения при разных значениях собственной частоты лопатки. Выполнен расчет облопаченного диска ступени цилиндра низкого давления. Определены динамические частоты собственных колебаний для различных частот вращения ротора турбины. Указана особенность технологии изготовления, которая предусматривает контрольную сборку на технологическом диске. Рабочие лопатки из титанового сплава производства АО «Турбоатом», рассмотренные в данной работе, успешно эксплуатируются на турбинах типа К-1000-60/3000 Южно-Украинской и Хмельницкой атомных станциях.

Ключевые слова: лопатка из титанового сплава, цилиндр низкого давления, напряженно-деформированное состояние, колебание.

Р. Б. ШЕРФЕДИНОВ, М. Г. ИЩЕНКО, Л. О. СЛАСТЬОН, С. В. АЛЬОХИНА

РОЗРОБКА РАБОЧИХ ЛОПАТОК З ТИТАНОВОГО СПЛАВУ ДЛЯ ОСТАННІХ СТУПЕНІВ ЦИЛІНДРУ НИЗЬКОГО ТИСКУ ПОТУЖНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН

Висвітлені основні конструкторські проработки АТ «Турбоатом» при створенні робочої лопатки з титанового сплаву з довжиною активної частини 1200 мм для останніх ступенів турбін К-1000-60/3000. Відмічено, що комплекс розрахунків для робочих лопаток з титанового сплаву для останніх ступенів циліндру низького тиску потужних парових турбін є актуальною задачею. Проведено тривимірний розрахунок на міцність вказаних лопаток, визначено напружено-деформований стан та переміщення при різних значеннях власної частоти лопатки. Виконано розрахунок облопаченого диску ступеня циліндра низького тиску. Визначені динамічні частоти власних коливань для різних частот обертання ротора турбіни. Вказана особливість технології виготовлення, яка передбачає контрольную зборку на технологічному диску. Робочі лопатки з титанового сплаву, що виготовляються АТ «Турбоатом» та розглянуті в даній роботі, успішно експлуатуються на турбінах типу К-1000-60/3000 Південно-Української та Хмельницької атомних станцій.

Ключові слова: лопатка з титанового сплаву, циліндр низького тиску, напружено-деформований стан, коливання.

R. SHERFEDINOV, M. ISHCENKO, L. SLASTON, S. ALYOKHINA

DEVELOPMENT OF WORKING BLADES FROM A TITANIUM ALLOY FOR THE LAST STEPS OF A LOW PRESSURE CYLINDER FOR POWERFUL STEAM TURBINES

The main design studies of JSC “Turboatom” are highlighted when creating a working blade made of titanium alloy with an active part length of 1200 mm for the last stages of K-1000-60/3000 turbines. It is noted that complex calculations for blades made of titanium alloy for the last stages of the low-pressure cylinder of powerful steam turbines are an urgent task. A three-dimensional calculation of the strength of these blades was carried out, the stress-strain state and displacements at different values of the natural frequency of the blade were determined. The calculation of the bladed disk of the stage of the low pressure cylinder is performed. The dynamic frequencies of natural vibrations are determined for various rotation frequencies of the turbine rotor. A feature of manufacturing technology that provides for the control assembly on the process disk is indicated. The blades made of titanium alloy manufactured by JSC “Turboatom”, considered in this work, are successfully operated on K-1000-60/3000 turbines of the South Ukrainian and Khmelnytsky nuclear power plants.

Keywords: titanium alloy blade, low pressure cylinder, stress-strain state, vibration.

Введение

На атомных электростанциях Украины эксплуатируются турбины типа К-1000-60/1500, К-220-44, К-1000-60/3000 [1, 2]. К настоящему времени накоплен значительный опыт эксплуатации паротурбинных установок К-1000-60/3000, свидетельствующий о том, что значительная часть их элементов исчерпала срок службы, обозначенный в нормативной документации. Как следствие эксплуатационная надежность всей турбоустановки снижена, что требует принятия мер по повышению уровня безопасности.

Одними из элементов, оказывающих существенное влияние на уровень эксплуатационной надежности, являются рабочие лопатки последних

ступеней цилиндров низкого давления (ЦНД), которые испытывают большие нагрузки статического, динамического и циклического характера. Так, например, возмущающие силы, действующие на лопатку при вращении ротора турбины, вызывают тангенциальную вибрацию в плоскости диска, которая осложняется аксиальными и крутильными колебаниями, что в свою очередь может привести к повреждению лопаточного аппарата. Лопатки работают в агрессивной среде влажного пара и подвержены каплеударной эрозии, что приводит к повреждению входных кромок с последующим понижением характеристик надежности

Рабочие лопатки ЦНД турбины типа К-1000-60/3000 с наработкой более 100000 часов и значительным эрозионным износом, который

© Р. Б. Шерфединов, М. Г. Ищенко, Л. А. Слостён, С. В. Алёхина, 2019

определяется величиной хорды активной части, согласно нормативной документации завода-изготовителя подлежат замене. В связи с тем, что данный тип турбин производился не в Украине, замена их конструктивных элементов связана с рядом экономических трудностей. Для решения этой проблемы была инициирована программа импортозамещения, в рамках которой АО «Турбоатом» начал разработку лопаток для упомянутых выше турбин.

Цель работы

Освещение основных конструкторских проработок АО «Турбоатом» при создании рабочей лопатки из титанового сплава с длиной активной части 1200 мм для последних ступеней ЦНД турбин К-1000-60/3000 в рамках программы импортозамещения для блоков Южно-Украинской, Ровенской и Хмельницкой атомных электрических станций.

Современное состояние проблемы

Вопросам создания лопаток из сплавов титана в современной научной литературе посвящен ряд исследовательских работ [3–6]. Все они достаточно детально описывают физические процессы, происходящие в лопаточном аппарате, опираясь на численные или экспериментальные методы.

Ряд известных работ посвящен исследованию характеристик лопаточного аппарата газовых турбин [3, 4]. Приведенные в указанных работах результаты не могут быть в полной мере использованы для лопаточного аппарата паровых турбин, поскольку существует ряд отличий в физических процессах.

Другой класс научно-исследовательских работ либо освещает только узкие вопросы, связанные с проектированием и разработкой лопаток (например, газодинамические [5], вибрационные характеристики [6] лопаток), либо касается совершенно другого типа лопаточного аппарата [5, 7]. Таким образом, выполнение комплексной работы по проектированию и расчетам рабочих лопаток из титанового сплава для последних ступеней цилиндра низкого давления мощных паровых турбин является актуальной задачей.

Постановка задачи

Проектирование рабочей лопатки предусматривает комплексное решение ряда сложных конструкторских вопросов [8].

При разработке рабочей лопатки учтены основные проблемы, возникавшие в ходе эксплуатации турбоагрегатов: эрозия входной кромки пера

лопатки (рис. 1), а также износ контактных поверхностей бандажных полок. Стоит отметить, что в настоящее время в эксплуатации находятся три варианта лопаток с различными конструкциями бандажных полок (рис. 2).

Вариант конструкции 3 имеет тот же профиль зацепления, что и вариант 1, но форма полки не плоская, а фигурная, с проточкой для установки проволоочной связи.

С учётом подходов и расчетных методик к определению форм зацеплений бандажей, разработанных и экспериментально проверенных в АО «Турбоатом», принята конструкция плоского периферийного бандажа с прямыми зубьями (рис. 3). Такое исполнение препятствует раскрутке лопаток в поле центробежных сил, обеспечивает плотную сборку при замыкании на круг.

Выполнение расчетов при проектировании рабочей лопатки заключается в определении термодинамических характеристик, напряженно-деформированного состояния, вибрационных характеристик.

Результаты

Для определения осевых P_a и окружных P_u паровых усилий выполнен термодинамический расчет двух последних ступеней ротора НД для 100 % конденсационного режима с дальнейшим расчетом геометрических характеристик профильной части [9].

Материалом рабочих лопаток последних ступеней, установленных в турбинах К-1000-60/3000, является титановый сплав ТС-5. Данный сплав имеет меньшую плотность по сравнению со сталями, что существенно влияет на величины напряжений при статическом нагружении от действия центробежных сил (ЦБС).

В результате анализа существующих и применяемых в турбиностроении титановых сплавов для повышения надежности, эрозионной стойкости и износостойкости выбран титановый сплав Ti6Al4V [10]. Сравнительные характеристики сплавов ТС-5 и Ti6Al4V приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Сравнительные характеристики титановых сплавов

Характеристики материала	ТС-5	Ti6Al4V
$\sigma_{0,2}$, кгс/мм ²	75–90	≥82
σ_b , кгс/мм ²	≥83	≥92
δ , %	≥8	≥10
ψ , %	≥20	≥25
σ_{-1} , кгс/мм ²	35–46	≥45
Твердость НВ	269–341	255–341
Эрозионная стойкость	1,0	1,1–1,2
Износостойкость	1,0	1,1–1,2



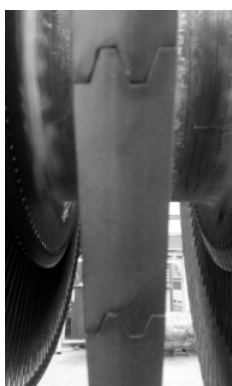
Рис. 1 – Эрозионный износ входных кромок рабочих лопаток



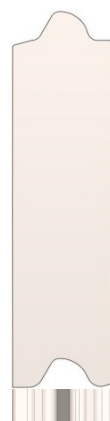
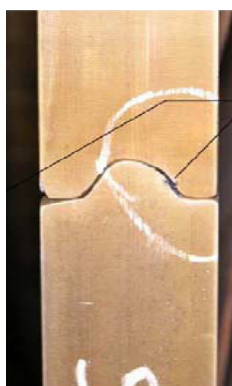
Рис. 3 – Форма периферийного плоского бандажа



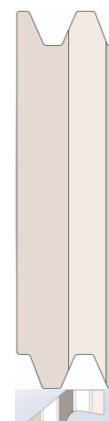
Рис. 4 – 3-D-модель рабочей лопатки



а



б



в

Рис. 2 – Варианты конструкций бандажных полок:
а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3

Конструкция лопатки предусматривает два отверстия под промежуточные связи на расстоянии 520 мм и 870 мм от корневого сечения соответственно, а также полочную бандажную связь на периферии для демпфирования колебаний (рис. 4).

Обеспечение конструкционной прочности длинных лопаток в значительной мере определяется степенью неравномерности распределения напряжений в зонах резкого формоизменения [11]. Определение напряженно-деформированного состояния (НДС) лопатки, хвостового соединения выполнено по методикам АО «Турбоатом» и методом конечных элементов (МКЭ).

В результате расчета на прочность определены напряжения растяжения от ЦБС (рис. 5), напряжения изгиба от парового усилия (рис. 6) и суммарные напряжения растяжения по высоте лопатки (рис. 7).

Расчет на прочность МКЭ предусматривает правильное определение граничных условий, сетки конечных элементов профильной части и цик-

лосимметрию в окружном направлении. Сетка конечных элементов и результаты расчета лопатки при статическом нагружении представлены в виде распределения эквивалентных напряжений – рис. 8.

Максимальные напряжения 403 МПа имеют место на спинке рабочей лопатки ближе к корневой части, что свидетельствует о правильно выбранной установке лопатки в радиальном направлении.

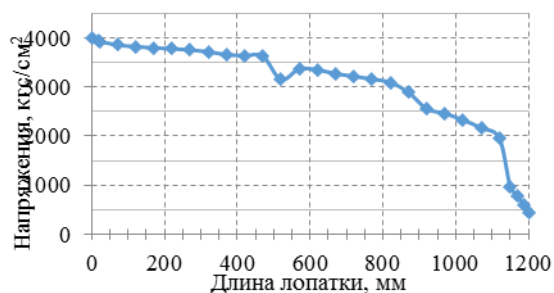


Рис. 5 – Напряжения растяжения от ЦБС

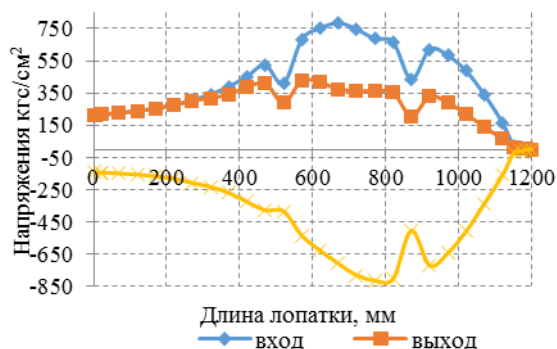


Рис. 6 – Напряжения изгиба от парового усилия

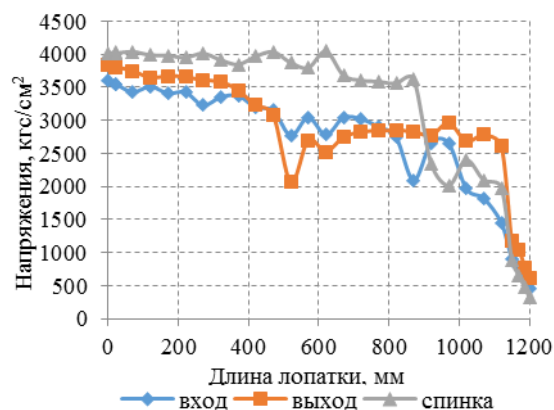


Рис. 7 – Суммарные напряжения

По результатам расчета видно, что каждый зуб хвостового соединения нагружен неравномерно. Эквивалентные напряжения для третьего зуба 242 МПа, для второго зуба 268 МПа, для первого зуба 365 МПа. Напряжения изгиба и смятия для второго и третьего зуба близки друг к другу и не превышают допустимых. Расчет принятой конструкции хвостового соединения показал симметричное распределение нагрузки по левым и правым зубьям, невысокие концентрации напряжений в радиусных переходах.

Геометрические размеры и конструктивные элементы профильной части и хвостового соединения рассчитываемой рабочей лопатки 1200 мм удовлетворяют условиям прочности.

Согласно РТМ 108.021.106-77 «Расчет на статическую прочность лопаток паровых турбин» [12] запас прочности по суммарным напряжениям в лопатках $n_T = \sigma_{0,2}/\sigma_{сум} \geq 1,5$, где $\sigma_{0,2}$ – предел текучести материала лопатки при рабочей температуре; $\sigma_{сум}$ – максимальные расчетные суммарные напряжения от ЦБС и паровой нагрузки.

В соответствии с полученными результатами, запас прочности по суммарным напряжениям $n_T = 2,14$ (при допустимом $n_T \geq 1,5$), что удовлетворяет требованиям РТМ 108.021.106-77.

Неравномерность парового потока по окружности проточной части, вибрация ротора и другие

причины приводят к возникновению возмущающих сил. Вибрация лопаток, вызванная этими силами, приводит к их поломкам [13].

Вибрационные расчеты единичной лопатки принятой конструкции выполнены по методике АО «Турбоатом» и МКЭ.

В суммарных перемещениях лопатки наряду с перемещениями в тангенциальном направлении присутствует большая аксиальная составляющая. Однако сравнение этой формы колебаний с последующими позволяет говорить о преобладающем характере тангенциальных колебаний и классифицировать частоту 27,198 Гц как первую форму тангенциальных колебаний (рис 9а). На рис. 9 отображены суммарные перемещения при колебаниях с частотой:

- а) 27,198 Гц – 1 собственная частота, 1 форма тангенциальных колебаний;
- б) 54,418 Гц – 2 собственная частота, 1 форма аксиальных колебаний;
- в) 133,32 Гц – 3 собственная частота, 2 форма аксиальных колебаний;
- г) 185,46 Гц – 4 собственная частота, 1 форма крутильных колебаний.

Формы и значения собственной частоты, рассчитанных по двум методикам, показывают правильность выполнения расчетов (табл. 2).

Таблица 2 – Значения собственной частоты

Номер частоты	Значение собственной частоты МКЭ, Гц	Значение собственной частоты АО «Турбоатом», Гц	Форма собственной частоты
1	27,198	25,023	тангенциальная форма с большой аксиальной составляющей
2	54,418	50,96	аксиальная форма
3	133,32	116,68	2 форма аксиальных колебаний
4	185,46	166,631	крутильная форма

Выполнен расчет облопаченного диска. Определены динамические частоты собственных колебаний (Гц) для различных частот вращения ротора при 3...7 узловых диаметрах (у.д.):

	30 с ⁻¹	50 с ⁻¹
1 форма, 3 у.д.	102,43	125,76
1 форма, 4 у.д.	105,56	127,91
1 форма, 5 у.д.	107,85	129,66
2 форма, 5 у.д.	237,30	280,42
2 форма, 6 у.д.	243,83	286,19
2 форма, 7 у.д.	249,20	291,04

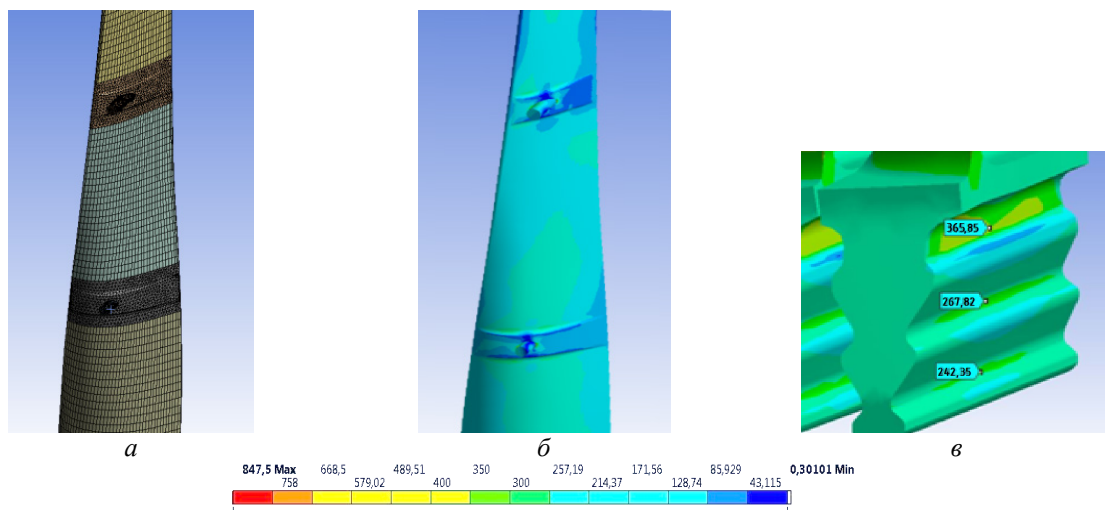


Рис. 8 – Напряженное состояние лопатки:
 а – конечноэлементная сетка; б – профильная часть; в – хвостовая часть

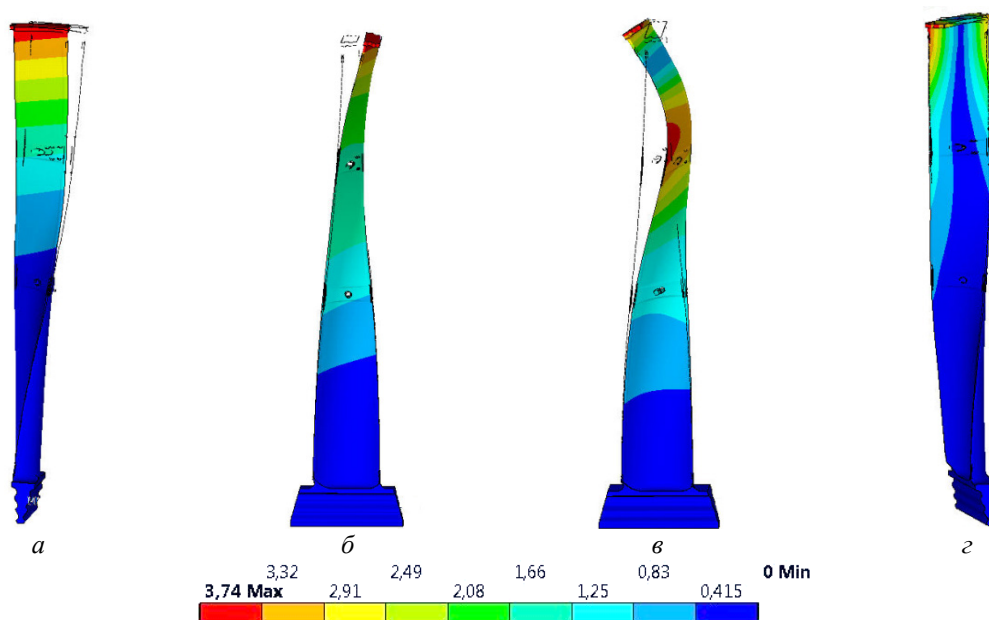


Рис. 9 – Перемещения при разных значениях собственной частоты

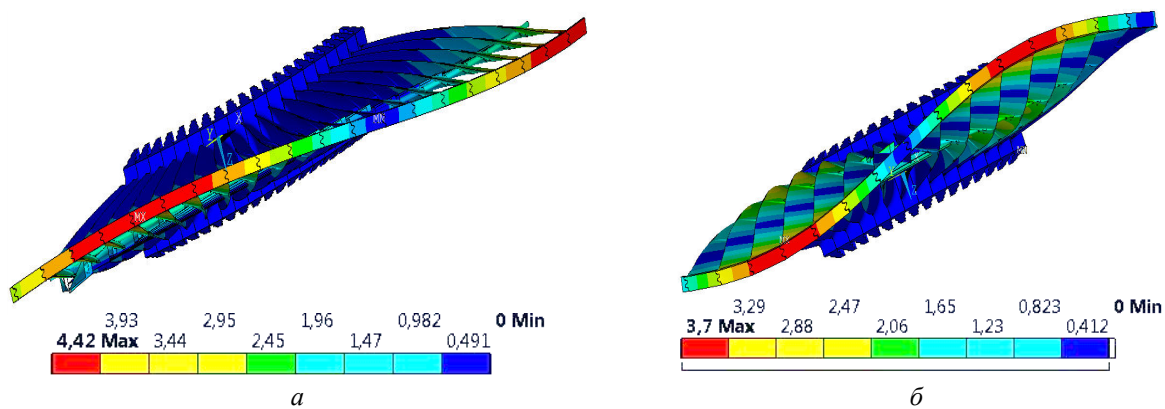


Рис. 10 – Колебание рабочего колеса ступени ЦНД:
 а – 1 форма колебаний; б – 2 форма колебаний

40 с ⁻¹		70 с ⁻¹	
1 форма, 3 у.д.	113,64	1 форма, 3 у.д.	151,24
1 форма, 4 у.д.	116,22	1 форма, 4 у.д.	152,80
1 форма, 5 у.д.	118,20	1 форма, 5 у.д.	154,25
2 форма, 5 у.д.	257,54	2 форма, 5 у.д.	330,20
2 форма, 6 у.д.	263,72	2 форма, 6 у.д.	335,34
2 форма, 7 у.д.	268,87	2 форма, 7 у.д.	339,60

Первая форма критических колебаний облопаченного диска находится между лучами 2-ой и 3-ей кратностей к оборотам и должна быть отстроена от резонансов с соответствующими кратностями. Запасы между рабочими и критическими частотами вращения составили: 68 % (при необходимых 10 %) для 2-ой кратности, 27 % (при необходимых 7 %) для 3-ей кратности. Вид колебаний первой формы при критической частоте вращения 36,55 с⁻¹ с 3-мя узловыми диаметрами представлена на рис. 10а.

Вторая форма критических колебаний облопаченного диска находится между лучами 5-ой и 6-ой кратностями к оборотам и должна быть отстроена от резонансов с соответствующими кратностями. Запасы между рабочими и критическими частотами вращения составили: 24 % (при необхо-

димых 5 %) для 5-ой кратности, 7,5 % (при необходимых 4 %) для 6-ой кратности. Вид колебаний второй формы при критической частоте вращения 46,25 с⁻¹ с 6-тью узловыми диаметрами представлена на рис. 10б.

Для проектируемой лопатки Кэмпбелл-диаграмма построена по результатам расчёта собственных частот при условии циклической симметрии модели (рис. 11).

По результатам выполненных вибрационных расчетов облопачивания лопатка $L = 1200$ мм имеет удовлетворительные вибрационные характеристики для бандажной полки. В отстраиваемом диапазоне (до 310 Гц) находятся две формы критических колебаний. Первая форма критических колебаний облопаченного диска находится между лучами 2-ой и 3-ей кратностей к оборотам, вторая форма критических колебаний облопаченного диска находится между лучами 5-ой и 6-ой кратностями к оборотам. Обе формы отстроены от резонансов с соответствующими кратностями согласно требованиям РТМ 108.021.03-77 «Нормы на вибрационную отстройку лопаток паровых турбин» [14].

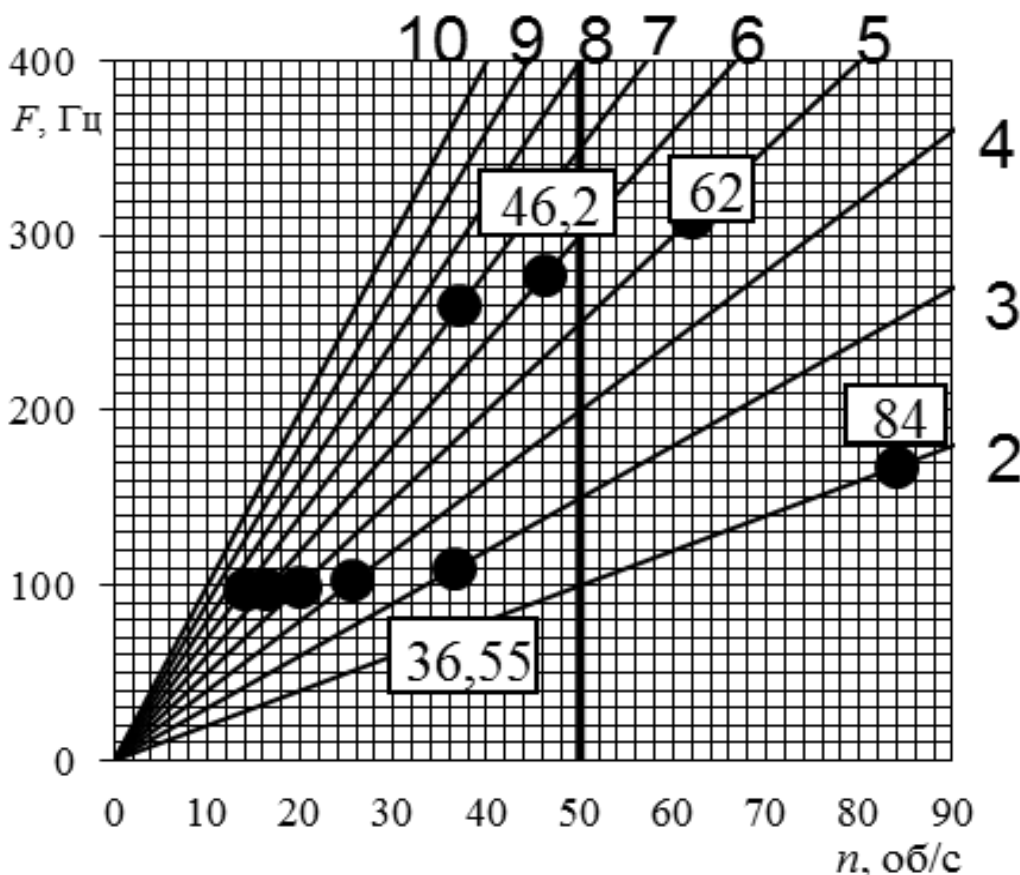


Рис. 11 – Кэмпбелл-диаграмма облопаченного диска: 2–10 – лучи возмущающих сил (кратности к оборотам)



Рис. 12 – Контрольная сборка на технологическом диске

В соответствии с выполненными расчетами рабочей лопатки из титанового сплава Ti6Al4V длиной 1200 мм разработан полный комплект конструкторской документации.

Технология изготовления предусматривает контрольную сборку на технологическом диске (рис. 12) с выполнением подгонки контактных поверхностей периферийного бандажа согласно требованиям конструкторской документации. Сборка лопаток на технологическом диске позволяет существенно уменьшить сроки монтажа на станциях, что является важным фактором в период плановых ремонтов.

Выводы

Приведены основные результаты конструкторских расчетов титановой лопатки цилиндра

низкого давления с длиной активной части 1200 мм, которая выпускается АО «Турбоатом». Показано соответствие указанных лопаток техническим требованиям, предъявляемым к таким объектам.

Рабочие лопатки из титанового сплава Ti6Al4V производства АО «Турбоатом» успешно эксплуатируются на турбинах типа К-1000-60/3000 Южно-Украинской и Хмельницкой атомных станциях.

Список литературы

1. Косяк Ю. Ф. *Паротурбинные установки атомных электростанций*. Москва: Энергия, 1978. 312 с.
2. Трухний, А. Д. *Стационарные паровые турбины*. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Энергоатомиздат, 1990. 640 с.
3. Vaferi K., Nekahi S., Vajdi M., Sadegh Moghanlou F., Shokouhimehr M., Motallebzadeh A., Sha J., Shahedi Asl M. Heat transfer, thermal stress and failure analyses in a TiB₂ gas turbine stator blade. *Ceramics International*. 2019. V. 45, Iss. 15,

- pp. 19331–19339. ISSN: 02728842. doi: 10.1016/j.ceramint.2019.06.184
4. Brotzu A., Capata R., Felli F., Pilone D., Sciubba E. Preliminary Design, Modeling, Production, and First Evaluation tests of a Ti-Al Gas Turbine Blade. *Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME*. 2017. Vol. 139, Iss. 3. pp. 1847–1853, ISSN: 00944289. doi: 10.1115/1.4035894
 5. Luxa M., Šimurda D., Fořt J., Fürst J., Šafařík P., Synáč J., Rudas B. Aerodynamic investigation of the tip section for titanium blade 54". *11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC 2015; Faculty of Sciences for Physical Activity and Sport (INEF) of Technical University of Madrid (UPM), Madrid, Spain; 23–27 March 2015*. pp. 1-8
 6. Ma H., Yin F., Wu Z., Tai X., Wen B. Nonlinear vibration response analysis of a rotor-blade system with blade-tip rubbing. *Nonlinear Dynamics*. 2016. Vol. 84, Iss. 3. pp. 1225–1258. ISSN: 0924090X. doi: 10.1007/s11071-015-2564-5
 7. Hlous J., Misek T., Kubin Z., Mestaneck P. Development of a new titanium 54" LSB – Static and dynamic assessment. *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal; Canada; 15–19 June 2015*. pp.24-32
 8. Шубенко-Шубин Л. А., Тарелин А. А., Антипцев Ю. П. *Оптимальное проектирование последней ступени мощных паровых турбин*. Киев: Наукова думка, 1986. 228 с.
 9. Индурский М. С., Ржезников Ю. В. Метод расчета осесимметричного потока в ЦНД паровых турбин. *Теплоэнергетика*. 1977. № 10. С. 17–20.
 10. Колачев Б. А., Ливанов В. А., Буханова А. А. *Механические свойства титана и его сплавов*. Москва: Металлургия, 1974. 544 с
 11. Подгорный А. Н., Сухинин В. П., Меллерович Г. Н., Ингульцов В. Л. *Напряжения и деформации в деталях паровых турбин*. Киев: Наукова думка, 1978.
 12. *РТМ 108.021.106-77 Расчет на статическую прочность лопаток паровых турбин*.
 13. Левин А. В., Боришанский К. Н., Консон Е. Д. *Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин*. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. 710 с.
 14. *РТМ 108.021.03-77 Нормы на вибрационную отстройку лопаток паровых турбин*.
 - (2019), "Heat transfer, thermal stress and failure analyses in a TiB₂ gas turbine stator blade", *Ceramics International*, vol. 45, iss. 15, pp. 19331–19339.
 4. Brotzu A., Capata R., Felli F., Pilone D., Sciubba E. (2017), "Preliminary Design, Modeling, Production, and First Evaluation tests of a Ti-Al Gas Turbine Blade", *Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME*, vol. 139, iss. 3, pp. 1847–1853, ISSN: 00944289. doi: 10.1115/1.4035894
 5. Luxa M., Šimurda D., Fořt J., Fürst J., Šafařík P., Synáč J., Rudas B. (2015), "Aerodynamic investigation of the tip section for titanium blade 54\"", *11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC 2015; Faculty of Sciences for Physical Activity and Sport (INEF) of Technical University of Madrid (UPM), Madrid, Spain; 23–27 March 2015*.
 6. Ma H., Yin F., Wu Z., Tai X., Wen B. (2016), "Nonlinear vibration response analysis of a rotor-blade system with blade-tip rubbing", *Nonlinear Dynamics*, vol. 84, iss. 3, pp. 1225–1258, ISSN: 0924090X. doi: 10.1007/s11071-015-2564-5
 7. Hlous J., Misek T., Kubin Z., Mestaneck P. (2015), "Development of a new titanium 54" LSB – Static and dynamic assessment", *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal; Canada; 15 – 19 June 2015*.
 8. Shubenko-Shubin L. A., Tarelin A. A., Antipcev Ju. P. (1986), *Optimal'noe proektirovanie poslednej stupeni moshnykh parovykh turbin* [Optimal design of the last stage of powerful steam turbines], Naukova dumka, Kiev, 228 p.
 9. Yndurskiy M. S., Rzheznykov Yu. V. (1977), "Metod rascheta osesimmetrichnogo potoka v CND parovykh turbin [Method for calculating axisymmetric flow in LPC of steam turbines]", *Teploenergetika* [Power Engineering], no 10, pp. 17–20.
 10. Kolachev B. A., Livanov V. A., Buhanova A. A. (1974), *Mekhanicheskie svoystva titana i ego splavov* [mechanical properties of titanium], Metallurgy, Moscow, 544 p.
 11. Podgorniy A. N., Suhinin V. P., Mellerovich G. N., Ingul'cov V. L. (1978), *Naprjazheniya i deformatsii v detal'akh parovykh turbin* [Stress and strain in the details of steam turbines], Naukova dumka, Kiev.
 12. RTM 108.021.106-77 Raschet na staticheskuju prochnost' lopatok parovykh turbin [Calculation of the static strength of steam turbine blades].
 13. Levin A. V., Borishanskij K. N., Konson E. D. (1981), *Prochnost' i vibracija lopatok i diskov parovykh turbin* [Durability and vibration of blades and disks of steam turbines], Mashynostroenye, 710 p.
 14. *РТМ 108.021.03-77 Normy na vibracionnuju otstrojku lopatok parovykh turbin* [Standards for vibration tuning of steam turbine blades].

References (transliterated)

1. Kosyak Y. F. (1978), *Paroturbinnnye ustanovki atomnykh jelektrostantsij* [Steam-turbine plant on nuclear power plants], Energiya, Moscow, 312 p.
2. Trukhniy A. D. (1990), *Stacionarnye parovye turbiny* [Stationary steam turbines], Energoatomizdat, 640 p.
3. Vaferi K., Nekahi S., Vajdi M., Sadegh Moghanlou F., Shokouhimehr M., Motallebzadeh A., Sha J., Shahedi Asl M.

Поступила (received) 12.11.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шерфедінов Різа Бахтіярівич (Шерфедінов Риза Бахтиярович, Sherfedinov Riza) – заступник начальника конструкторського відділу АТ «Турбоатом», Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5947-7802>.

Ищенко Михайло Григорович (Ищенко Михаил Григорьевич, Ishchenko Mykhailo) – начальник технологічного відділу АТ «Турбоатом», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2251-5104>.

Сластьон Любов Олександрівна (Сластьон Любовь Александровна, Slaston Liubov) – начальниця лабораторії жаромісних матеріалів центральної заводської лабораторії АТ «Турбоатом», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9268-8134>.

Альохіна Світлана Вікторівна (Алѣхина Светлана Викторовна, Alyokhina Svitlana) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: alyokhina@ipmach.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2967-0150>.