

**УЛУЩЕННЯ РАВНОМЕРНОСТІ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В
МНОГООПОРНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК
ПАРОВЫХ ТУРБИН**

©Фурсова Т. Н.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про автора:

Фурсова Тетяна Миколаївна: ORCID: 0000-0003-1900-7432, t.n.fursova@ipa.edu.ua; кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики та енергозберігаючих технологій, Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Университетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Эксплуатационная надежность многоопорных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин в значительной степени зависит от равномерности распределения реактивных усилий по опорным поверхностям зубцов, поскольку неизбежные технологические зазоры в пределах поля допусков на изготовление могут привести к отсутствию контакта на отдельных зубцах и перегрузке элементов конструкции.

Исследование напряженно-деформированного состояния трехопорного грибовидного хвостового соединения, проведенное с помощью программного комплекса на базе метода конечных элементов, показало целесообразность использования усовершенствованной геометрии профиля со специальными формами опорных поверхностей, обеспечивающими компенсацию технологических зазоров за счет деформаций сматия и контакт зубцов. Также это позволяет обеспечить более равномерное распределение реактивных усилий по зубцам и выравнивание общих и местных напряжений.

Результаты работы могут быть использованы в области энергомашиностроения, при проектировании и эксплуатации паровых турбин.

Ключевые слова: паровая турбина; напряженно-деформированное состояние; хвостовое соединение; опорная поверхность; конструкция.

Фурсова Т. Н. «Покращення рівномірності розподілення в багатоопорних хвостових з'єднаннях робочих лопаток парових турбин».

Експлуатаційна надійність багатоопорних хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбин у значній мірі залежить від рівномірності розподілу реактивних зусиль по опорних поверхностях зубців, оскільки неминучі технологічні зазори в межах поля допусків на виготовлення можуть привести до відсутності контакту на окремих зубцях і перевантаження елементів конструкції.

Дослідження напружено-деформованого стану триопорного грибовидного хвостового з'єднання, проведене за допомогою програмного комплексу на базі методу скінченних елементів, показало доцільність використання вдосконаленої геометрії профілю зі спеціальними формами опорних поверхонь, що забезпечують компенсацію технологічних зазорів за рахунок деформацій сматія і контакт зубців. Також це дозволяє забезпечити більш рівномірний розподіл реактивних зусиль по зубцям і вирівнювання загальних і місцевих напружень.

Результати роботи можуть бути використані в області енергомашинобудування, при проектуванні і експлуатації парових турбін.

Ключові слова: парова турбіна; напружено-деформований стан; хвостове з'єднання; опорна поверхня; конструкція.

Fursova T. "The increase of evenness of distribution in the multi-bearing blade roots of steam turbines".

The operate reliability of multi-bearing blade roots of steam turbines largely depends on uniformity of reactive forces distribution over bearing surfaces of teeth, since unavoidable technological gaps within manufacture tolerances can lead to absence of contact on individual teeth and overloading of structure elements.

Investigation of the stressed-deformed state of the three-bearing mushroom blade root, which was carried out with help of a software package based on the finite element method, showed the expediency of using improved geometry of the profile with special forms of bearing surfaces that compensate technological gaps due to the crushing deformation and contact of teeth. This also allows for a more even distribution of reactive forces over teeth and equalization of common and local stresses.

The results of the work can be used in the power engineering industry, in the design and operation of steam turbines.

Key words: steam turbine; stress-deformed state; blade roots; bearing surface; structure.

1. Актуальность

К наиболее ответственным и напряженным узлам проточной части паровых турбин относятся хвостовые соединения для крепления рабочих лопаток на роторе.

Характер работы хвостового соединения существенно зависит от распределения реактивных усилий по опорным площадкам. Технология изготовления хвостовой пары обуславливает отклонение действительных размеров от заданных между зубцами соединения, что приводит к появлению зазоров между ними, а следовательно – к неравномерному распределению усилий по зубцам и появлению неравномерности распределения напряжений вследствие отсутствия контакта на отдельных опорных поверхностях [1].

Неравномерность распределения реактивных нагрузок по опорам, как отмечалось в некоторых публикациях [2-3], несколько снижается за счет сглаживания микронеровностей опорных поверхностей, возникающих в контакте. Однако, при существующей форме опорных поверхностей невозможна деформация, компенсирующая технологические зазоры, поскольку материал в этой зоне испытывает стесненность деформаций, не имея возможности свободно деформироваться [3].

Целью работы является анализ деформаций хвостового соединения при наличии технологических зазоров и улучшение равномерности распределения напряжений в многоопорных хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин за счет усовершенствования формы опорных поверхностей зубцов.

2. Методология исследования

Рассмотрим один из неблагоприятных вариантов работы трехопорного грибовидного хвостового соединения, применяемого для лопаток цилиндров нижнего давления (ЦНД) паровых турбин, когда в контакте находится только вершина пара зубцов.

Исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) проводилось с помощью программного комплекса на базе метода конечных элементов (МКЭ). На рис. 1

представлено распределение относительных деформаций ϵ ($\epsilon = \frac{\sigma}{E}$, где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала, σ – напряжения, МПа) хвостового соединения при контакте верхней пары зубцов, на средней и нижней принимались зазоры в пределах поля допусков.

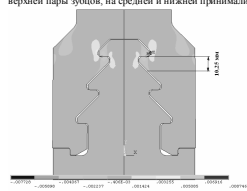


Рис. 1 – Распределение относительных деформаций при контакте верхней опоры зубцов

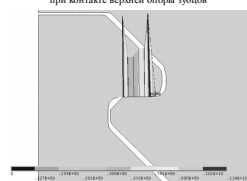


Рис. 2 – Контактные напряжения верхней пары опор

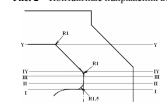


Рис. 3 – Расчетные сечения зубцов хвостовика

В зоне опорной площадки верхней пары зубцов хвостовика средняя относительная деформация на его участке высотой 10,25 мм составляет $\epsilon = 0,0013$. Следовательно, абсолютное перемещение этого участка составит $\Delta = 0,014$ мм, что не приводит к компенсации технологических зазоров в пределах поля допусков (максимальная величина зазоров до 0,03 мм) на средней и нижней парах зубцов.

Для этого случая показано распределение контактных напряжений верхней пары опор. Максимальные контактные напряжения здесь составляют 1140 МПа (рис. 2), средние контактные напряжения – 573 МПа (при величине предела текучести $\sigma_{0,2} = 650$ МПа). При контакте верхней пары зубцов локальные напряжения, достигая большой величины непосредственно на краях контактных плоскостей

(фаса зубца хвостовика и закругление зубца диска, определяющих площадку контакта), быстро убывают по мере удаления от них.

Для исследования общего характера НДС были выбраны сечения, показанные на рис. 3. Распределение максимальных и средних напряжений в сечении зоны вершнего зубца показано на рис. 4-5.

Когда в контакте находится только верхняя пара опор, воспринимающая всю нагрузку от центробежных сил лопатки с бандажом, значительно возрастают максимальные напряжения в зоне концентрации (до 1670 МПа в сечении II-II), а также средние напряжения в расчетных сечениях по сравнению со средними напряжениями при контакте всех опор (120 МПа) [4]. Из – за отсутствия контакта в зоне среднего зуба максимальные напряжения не превышают 15 МПа, в зоне нижнего – не более 1 МПа.

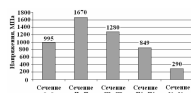


Рис. 4 – Максимальные напряжения в сечениях зоны верхнего зуба

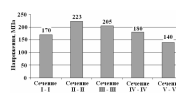


Рис. 5 – Средние напряжения в сечениях зоны верхнего зуба

3. Предложения и рекомендации

Указанная выше неравномерность распределения нагрузок и, соответственно, напряжений может быть снижена при обеспечении контакта на всех парах опор хвостового соединения. Для этого предлагаются формы опорных поверхностей, которые могут обеспечить компенсацию технологических зазоров [5].

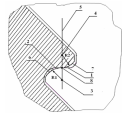


Рис. 6 – Геометрия зубцов предложенного хвостового соединения:

1, 2 – опорные поверхности зубцов лаза хвостовика и грибка обода диска, 3, 4 – центры радиусов закруглений зубцов, 5 – нормаль, 6, 7 – дуги закруглений зубцов, 8 – линия контакта

В грибовидном хвостовом соединении центры радиусов закруглений зубца лаза хвостовика и зубца обода диска, определяющие площадку контакта, располагаются на одной нормали к опорным поверхностям (рис. 6). При этом образуются дуги закруглений зубцов и площадка контакта сводится к линии в окружном направлении турбины.

При работе турбины под воздействием центробежных сил на линии контакта опорных поверхностей возникают деформации смятия.

Формы опорных поверхностей зубцов позволяют рассматривать их взаимодействие как задачу теории упругости при контакте двух цилиндров (рис. 7) [6].

Если цилиндры изготовлены из материалов, у которых модуль упругости $E_1 = E_2$ и коэффициент Пуассона $\nu_1 = \nu_2$, то максимальные контактные напряжения

$$q_{max} = 0,42 \sqrt{\rho E \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}} \quad (1)$$

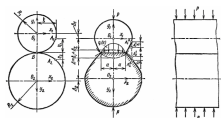


Рис. 7 – Задача Герца для расчета контактирующих цилиндров

Полуширина площадки контакта

$$a = 1,52 \sqrt{\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} \quad (2)$$

Общее кинематическое смещение (сближение осей цилиндров)

$$\Delta = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} P \left(\ln \frac{4R_1 R_2}{a} + 0,815 \right) \quad (3)$$

На рис. 8 показано НДС хвостового соединения при контакте всех пар зубцов, когда площадка контакта сведена к линии в окружном направлении турбины.

В таблице представлены варианты работы многоопорного грибовидного хвостового соединения с компенсацией технологических зазоров.

Как видно из таблицы, величины сближения зубцов хвостового соединения обеспечивают контакт всех опорных поверхностей. Окончательные картины НДС незначительно будут отличаться от варианта, представленного на рис. 8.

Рис. 8 – Распределение напряжений, когда площадки контакта сведены к линии в окружном направлении

Таблица 1 – Варианты работы многоопорного хвостового соединения с компенсацией технологических зазоров

Вариант первоначального контакта	Контактные напряжения на зубец, σ_{max} , МПа	Сближение зубцов хвостового соединения, Δ , мм	
Верхняя пара зубцов	7850	0,086	
Верхняя и средняя пары зубцов	Верхняя	5130	0,04
	Средняя	4550	0,0228
Нижняя пара зубцов	Верхняя	7320	0,076
	Нижняя	5090	0,04
Средняя и нижняя пары зубцов	Средняя	4530	0,030
	Нижняя	7430	0,078
Верхняя и нижняя пары зубцов	Верхняя	5460	0,045
	Нижняя	4850	0,037
Контакт всех пар зубцов	Верхняя	3870	0,025
	Средняя	3440	0,020
	Нижняя	3010	0,016

Высокий уровень контактных напряжений на зубцах хвостового соединения предлагаемой формы не приводит к разрушению материала, так как в этой области имеет место объемное напряженное состояние и материал работает в условиях, приближающихся к всестороннему сжатию. Допускаемые напряжения смятия при этом могут в несколько раз превышать предел текучести материала [7-8].

Распределение средних и максимальных напряжений при всех вариантах контакта хвостового соединения оказывается, практически, одинаковым. Некоторое влияние на уровень напряжений в сечении зон опорных поверхностей оказывают напряжения смятия, определяемые величиной площади контакта, однако это влияние оказывается незначительным.

Выводы

1. Проведен анализ деформаций хвостового соединения при наличии технологических зазоров. Установлено, что при существующей форме опорных поверхностей невозможно деформация зубцов, компенсирующая зазоры в пределах допусков на изготовление.

2. Предложена усовершенствованная геометрия профиля со специальными формами опорных поверхностей, обеспечивающими компенсацию технологических зазоров за счет деформаций смятия, более равномерное распределение реактивных усилий и выравнивание обших и местных напряжений.

3. Предложен способ определения контактных деформаций зубцов хвостового соединения с учетом форм опорных поверхностей.

Список использованных источников:

1. Методические указания. Выбор конструкции и размеров хвостовых соединений лопаток паровых и газовых турбин и осевых компрессоров при проектировании РД.24.260.09.87; изд. 28-12-1987. – Л.: Изд-во НИО ЦКТИ, 1987. – 40 с.
2. Прочность элементов паровых турбин / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М.: К.: ГНТИ машиностроит. лит., 1962. – 568 с.
3. Лещин А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А. В. Лещин, К. М. Борщанский, Е. Д. Коскин. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.
4. Фурсова Т. П. Анализ напряженного состояния хвостовых соединений на основе традиционных и современных методов / Т. П. Фурсова // Энергооборудование. Энергетика. Энергоуат – 2010. – № 10. – С. 34-40.
5. Пат. 47583 Украина МПК B01D 5/28. Виброустойчивое хвостовое соединение рабочей лопатки турбины и градиентами контактом по оси опоры / С. В. Левченко, В. П. Сулягин, Т. М. Фурсова. – № 200909349; заявл. 11.09.2009; опубл. 10.02.2010; бюл. №2.
6. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Носковичев. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
7. Сопротивление материалов / под ред. А. Ф. Смирнова. – М.: Высшая школа, 1969. – 600 с.
8. Расчеты на прочность в машиностроении. – в 3 т. Т. 2. Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть / под ред. С. Д. Пономарева. – М.: К.: ГНТИ машиностроит. лит., 1958. – 974 с.

References

1. Методичні вказівки до вибору конструкції та розмірів хвостових з'єднань лопаток парових та газових турбін та осевих компресорів при проектуванні РД.24.260.09.87; вид. 28-12-1987. – Л.: Інститут ЦКТИ, 1987. – 40 с.
2. Прочність елементів парових турбін / під ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М.: К.: ГНТИ машиностроїт. літ., 1962. – 568 с.
3. Лещин А. В. Прочність і вібрація лопаток і дисків парових турбін / А. В. Лещин, К. М. Борщанський, Е. Д. Коскін. – Л.: Машиностроєння, 1981. – 710 с.
4. Фурсова Т. П. Аналіз напруженого стану хвостових з'єднань на основі традиційних і сучасних методів / Т. П. Фурсова // Енергооборудование. Енергетика. Енергоуат – 2010. – № 10. – С. 34-40.
5. Пат. 47583 Україна МПК B01D 5/28. Виброустійчиве хвостове з'єднання робочої лопатки турбіни з градієнтами контактом по осі опори / С. В. Левченко, В. П. Сулягин, Т. М. Фурсова. – № 200909349; заявл. 11.09.2009; опубл. 10.02.2010; бюл. №2.
6. Біргер І. А. Розрахунок на міцність деталей машин / І. А. Біргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Носковичев. – М.: Машиностроєння, 1979. – 702 с.
7. Сопротивление материалов / под ред. А. Ф. Смирнова. – М.: Высшая школа, 1969. – 600 с.
8. Расчеты на прочность в машиностроении. – в 3 т. Т. 2. Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть / под ред. С. Д. Пономарева. – М.: К.: ГНТИ машиностроїт. літ., 1958. – 974 с.

Стаття надійшла до редакції 30 травня 2017 р.