

УДК 621.165

*А.Л. ШУБЕНКО*, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАН України, Харьков;  
*В.П. СУХИНИН*, д-р техн. наук; проф. УИПА, Харьков;  
*Т.Н. ФУРСОВА*, канд. техн. наук; доц. УИПА, Харьков;  
*А.Ю. БОЯРШИНОВ*, аспирант ИПМаш НАН України, Харьков

### УЛУЧШЕНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ЕЛОЧНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН

Для повышения равномерности распределения реактивных усилий по зубцам хвостового соединения елочного типа предложены специальные формы опорных поверхностей, обеспечивающие компенсацию технологических зазоров за счет деформаций смятия.

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

**Актуальность работы.** Рабочие лопатки последних ступеней мощных паровых турбин крепятся на роторе с помощью хвостовых соединений елочного типа. Эти многоопорные конструкции работают в условиях сложнапряженного состояния, которое характеризуется местной и общей неравномерностями напряжений. Общая неравномерность напряженного состояния во многом определяется неравномерностью распределения нагрузки по отдельным зубцам, а также зависит от конфигурации соединения, условий силового взаимодействия сопрягаемых деталей хвостовика и грибка обода диска, свойств материалов деталей соединения при рабочей температуре. Местная неравномерность напряженного состояния определяется концентрацией напряжений, обусловленной геометрическими и силовыми факторами.

Обеспечение надежной эксплуатации многоопорных хвостовых соединений в значительной степени зависит от равномерности распределения нагрузки по зубцам, поскольку неизбежные технологические зазоры в пределах поля допусков приводят к отсутствию контакта на отдельных зубцах и их перегрузке.

**Анализ состояния вопроса и цель исследования.** Рекомендации о задании шагов по зубцам с дифференцированными допусками для улучшения распределения реактивных усилий вызывают значительные трудности, например, выполнение шагов с точностью до 0,005 мм [1]. Исследование, проведенное с помощью численно-аналитического метода потенциала [2], показало нецелесообразность поиска решений, направленных на обеспечение равномерного распределения нагрузки по зубцам с помощью дифференцированных зазоров из-за их крайней малости (на первой паре зубцов зазор 0,01 мм, на второй – 0,006 мм), что недостижимо при существующих методах обработки.

В практике проектирования при выборе размеров проводится оценка напряженного состояния хвостового соединения исходя из условий контакта всех сопрягаемых элементов соединения. При этом имеется в виду, что отклонения шагов от теоретических величин, обуславливающих контакт сопрягаемых поверхностей, могут иметь место в пределах поля допусков, которые для елочных хвостовиков лопаток паровых турбин назначаются в пределах 0,01...0,02 мм [2, 3]. Существует предпосылка, что зазор при работе турбины выбирается за счет подмятия опорных площадок, находящихся в контакте (их пластической деформации) [4]. Картина усугубляется тем,

© А.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов, 2013

что исходные технологические зазоры в пределах допусков не всегда могут уменьшаться в процессе работы только за счет деформаций микронеровностей опорных поверхностей.

Выбор величины контактной поверхности при проектировании [5] осуществляют исходя из средних напряжений смятия, хотя по ряду причин зачастую происходит существенное местное повышение этих напряжений (отсутствие контакта на отдельных участках зубцов из-за искажения опорной поверхности). По некоторым оценкам вблизи контактной площадки реализуется напряженное состояние, близкое к всестороннему сжатию [6, 7], и напряжения смятия могут допускаться близкими к пределу текучести.

В [8] отмечается, что зоны пластической деформации невелики, они практически не увеличивают податливости зубцов и не меняют распределение нагрузки между ними.

Целью работы является улучшение равномерности распределения напряжений в хвостовых соединениях елочного типа за счет улучшения форм опорных поверхностей зубцов и компенсации технологических зазоров.

**Основная часть.** Получившие распространение в настоящее время в практике проектирования численные методы расчета на ЭВМ с помощью метода конечных элементов позволяют, в отличие от традиционных (основанных на положениях сопротивления материалов и теории упругости), проводить подробное исследование общего напряженно-деформированного состояния (НДС) и характера распределения местных напряжений в двухмерной и объемной постановке задачи.

С помощью программного комплекса *ANSYS* на базе метода конечных элементов (МКЭ) рассмотрены НДС хвостовых соединений при следующих вариантах работы: № 1 – контакт всех пар зубцов (рис. 1); № 2 – зазор на 1 паре зубцов (рис. 2); № 3 – зазор на 1 и 2 паре зубцов (рис. 3); № 4 – зазор на 1, 2 и 3 парах зубцов (рис. 4).

На рис. 5–8 показано распределение максимальных и средних напряжений по расчетным сечениям хвостовика (рис. 1).

Как видно из рисунков 1 и 5, наиболее нагруженной является верхняя пара зубцов. Даже при вариантах отсутствия контакта уровень напряжений здесь остается значительным (рис. 2–4, 6–8). Следует отметить, что зазоры вызывают перераспределение напряжений на остальных парах и перегрузку контактирующих зубцов.

В [9] авторами данной статьи предлагаются формы опорных поверхностей, которые могут обеспечить компенсацию технологических зазоров.

В елочном хвостовом соединении за счет увеличения радиусов зубцов хвостовика и диска площадка контакта сводится к линии по толщине хвостовика. Во время работы турбины в связи с действием центробежных сил на линии контакта опорных поверхностей хвостового соединения возникают деформации смятия (рис. 9).

Формы опорных поверхностей зубцов позволяют рассматривать их взаимодействие как задачу теории упругости при контакте двух цилиндров (рис. 10) [10].

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

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

где  $p$  – распределенная нагрузка по длине цилиндра.

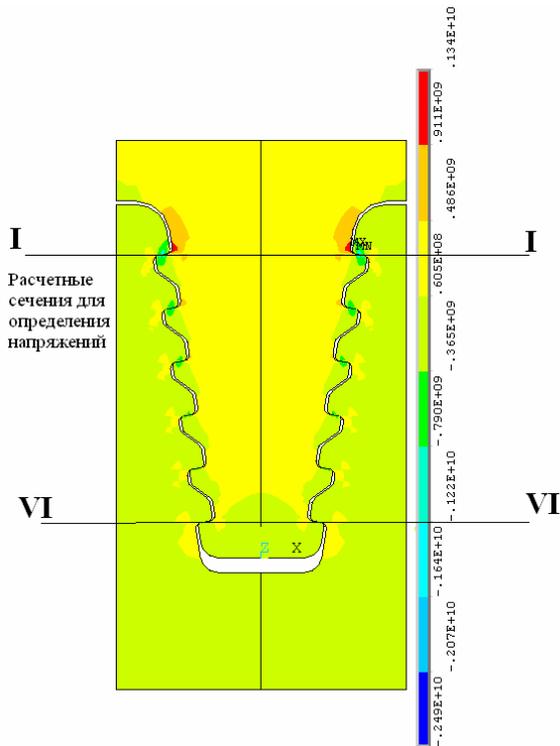


Рис. 1 – Вариант № 1. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении) при контакте всех пар зубцов

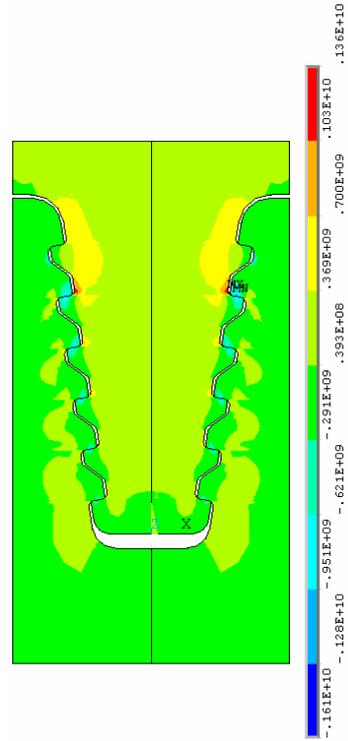


Рис. 2 – Вариант № 2. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении) при зазоре на 1 паре зубцов

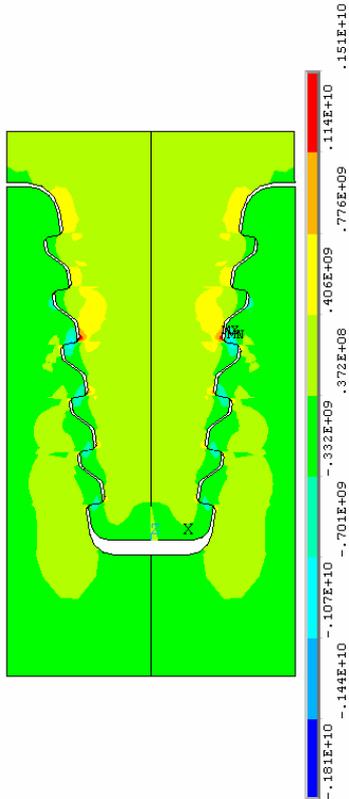


Рис. 3 – Вариант № 3. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении) при зазорах на 1 и 2 парах зубцов

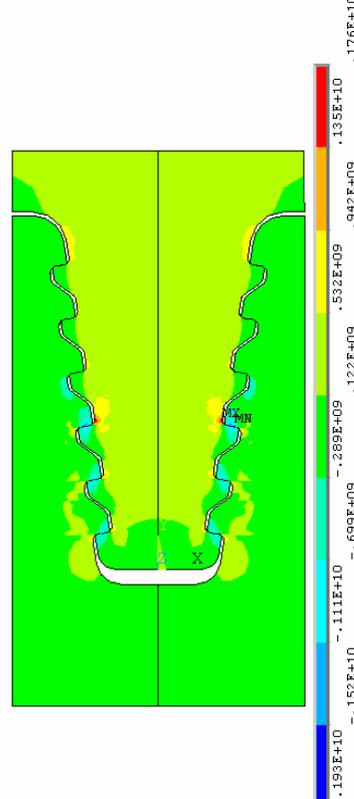


Рис. 4 – Вариант № 4. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении) при зазорах на 1, 2 и 3 парах зубцов

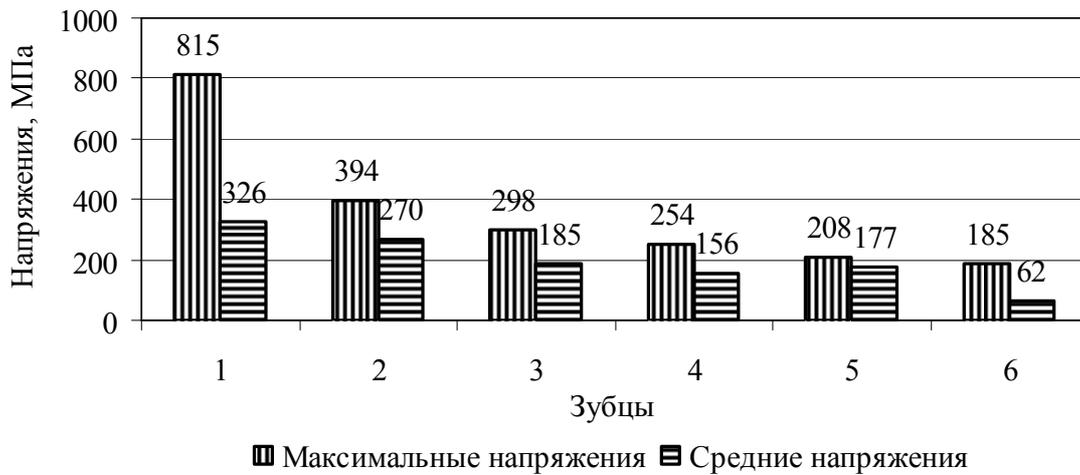


Рис. 5 – Вариант № 1. Распределение напряжений в расчетных сечениях хвостовика



Рис. 6 – Вариант № 2. Распределение напряжений по расчетным сечениям хвостовика



Рис. 7 – Вариант № 3. Распределение напряжений по расчетным сечениям хвостовика



Рис. 8 – Вариант № 4. Распределение напряжений по расчетным сечениям хвостовика

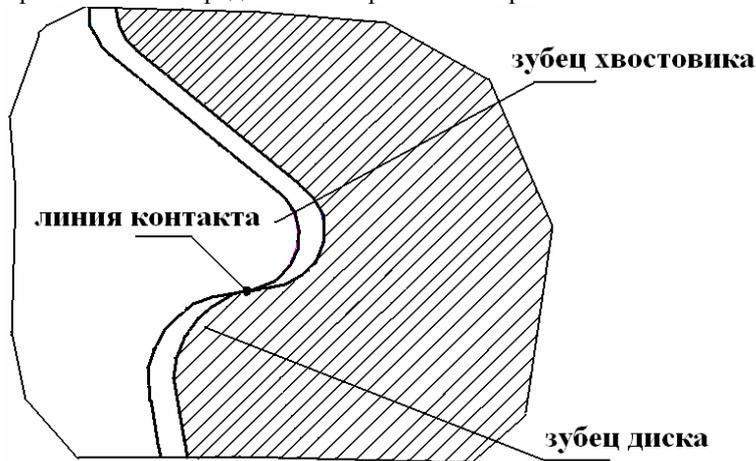


Рис. 9 – Узел контакта хвостового соединения

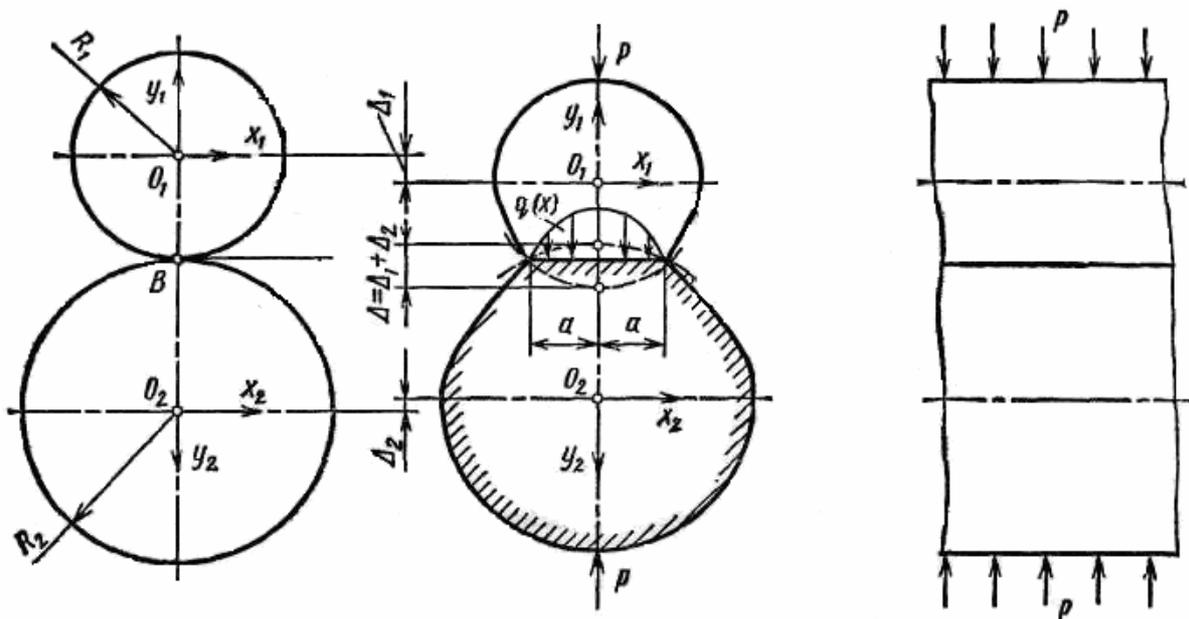


Рис. 10 – Контакт двух цилиндров согласно задаче Герца

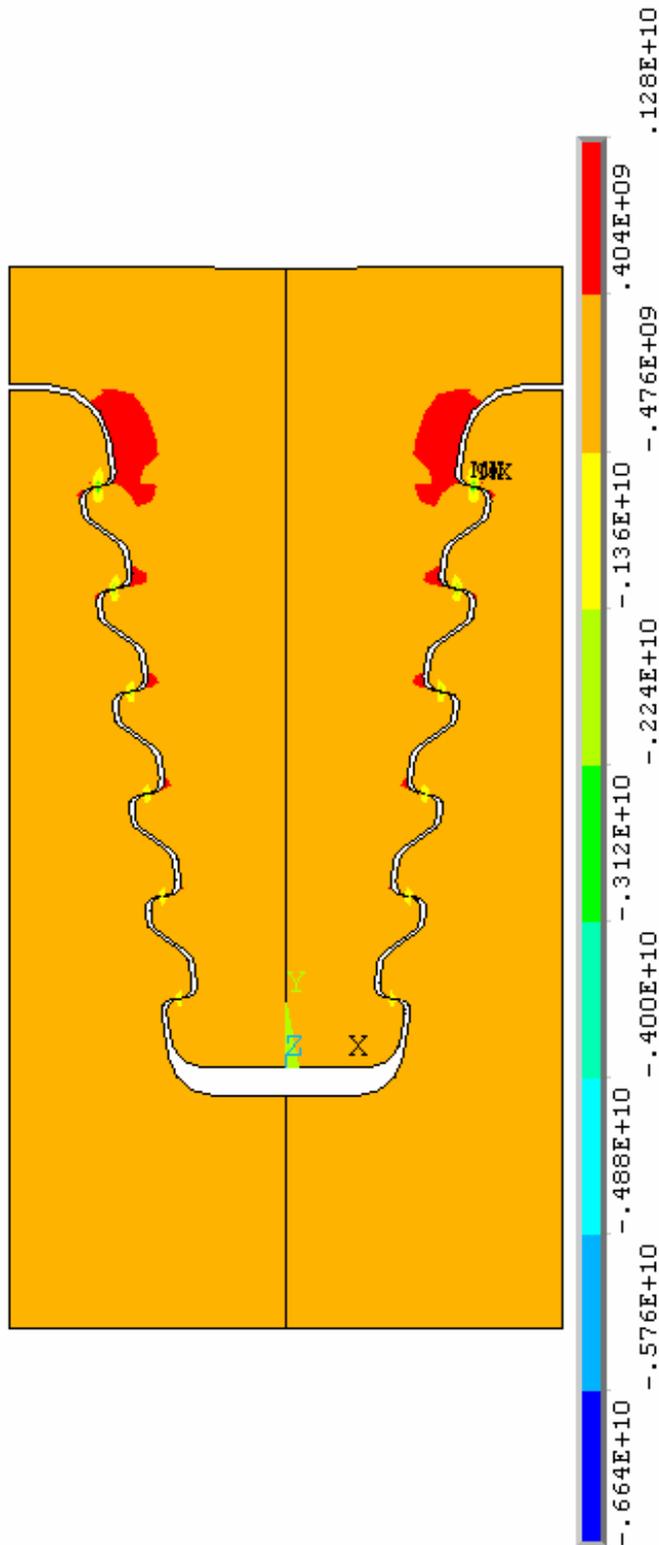


Рис. 11 – Вариант № 1, когда площадки контакта сведены к линии в осевом направлении

поверхностей невозможна деформация зубцов, компенсирующая зазоры, вследствие стесненности деформаций материала в зоне контакта. Разработаны меры по обеспечению контакта всех опорных поверхностей и предложена усовершенствованная

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)

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

На рис. 11 показано НДС хвостового соединения при контакте всех пар зубцов, когда площадка контакта сведена к линии в осевом направлении.

В таблице представлены варианты работы елочного хвостового соединения с компенсацией технологических зазоров. Как видно из таблицы, величины сближения зубцов хвостового соединения обеспечивают контакт всех опорных поверхностей. Окончательная картина НДС рассмотренных вариантов незначительно будет отличаться от варианта № 1, представленного на рис. 11.

Кроме того, такая форма опорных поверхностей несколько снижает максимальные и средние напряжения в расчетных сечениях хвостовика (за счет отрицательных напряжений сжатия опорных площадок), что показано на рис. 12. Аналогичный характер проявляется и в других вариантах конструкции.

**Выводы.** При наличии технологических зазоров и существующей форме опорных

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

Таблица  
Варианты работы елочного хвостового соединения с компенсацией технологических зазоров

Зубцы (от профильной части)	Контактные напряжения на зубце, $q_{\max}$ , МПа	Сближение зубцов хвостового соединения, $\Delta$ , мм
Вариант № 1 (контакт всех зубцов)		
1 пара	5660	0,013
2 пара	4400	0,008
3 пара	3770	0,006
4 пара	3140	0,005
5 пара	2520	0,003
6 пара	1890	0,002
Вариант № 2		
1 пара	–	–
2 пара	8390	0,026
3 пара	6520	0,017
4 пара	5590	0,013
5 пара	4660	0,009
6 пара	3730	0,006
Вариант № 3		
1 пара	–	–
2 пара	–	–
3 пара	9470	0,032
4 пара	8420	0,026
5 пара	7370	0,021
6 пара	6310	0,016
Вариант № 4		
1 пара	–	–
2 пара	–	–
3 пара	–	–
4 пара	11300	0,043
5 пара	10000	0,035
6 пара	8777	0,028



Рис. 12 – Вариант № 1. Распределение напряжений в расчетных сечениях хвостовика, когда площадка контакта сведена к линии в аксиальном направлении

**Список литературы:** 1. Мустафин, Ч.Г. К расчету елочных хвостовых соединений рабочих лопаток турбин [Текст] / Ч.Г. Мустафин // Вестник машиностроения. – 1962. – № 7. – С. 13-17. 2. Сухинин, В.П. Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин [Текст] / В.П. Сухинин // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 1. – С. 38-46. 3. Методические указания. Выбор конструкции и размеров хвостовых соединений лопаток паровых и газовых турбин и осевых компрессоров при проектировании: РД 24. 260.09-87. – [Действующий с 1987-12-28]. – Л.: НПО ЦКТИ, 1987. – 40 с. 4. Прочность элементов паровых турбин [Текст] / под ред. Л.А. Шубенко-Шубина. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1962. – 568 с. 5. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток: ОСТ 108.021.07-84. – [Действующий с 1986-01-01]. – Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1986. – 20 с. 6. Левин, А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин [Текст] / А.В. Левин, К.М. Боришанский, Е.Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с. 7. Расчеты на прочность в машиностроении: в 3 т. [Текст] / под ред. С.Д. Пономарева. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1956. – Т. 2: Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть. – 1958. – 974 с. 8. Иосилевич, Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин [Текст] / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с. 9. Патент 54905 Україна, МПК F01D 5/28. Контактний вузол ялинкового хвостового з'єднання робочої лопатки з диском ротора / О.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова, О.Ю. Бояршинов. – № u201007002; заявл. 07.06.2010; опубл. 25.11.2010. – Бюл. № 22. 10. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.165

**Улучшение равномерности распределения напряжений в елочных хвостовых соединениях рабочих лопаток турбин** [Текст] / А.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 120-127. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Для підвищення рівномірності розподілу реактивних зусиль по зубцях хвостового з'єднання ялинкового типу запропоновані спеціальні форми опорних поверхонь, що забезпечують компенсацію технологічних зазорів за рахунок деформацій зминання.

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

For the increase of equitability reactive efforts on the indents of tail connection the nospread functions of underlayments, providing indemnification of technological gaps due to deformations of crumpling, are offered.

**Keywords:** steam turbine, tense-deformed state, tail connection, contact surfaces, constraction.