

УДК 621.165

**ПОВЫШЕНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ
И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ
ОТВЕТСТВЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ**

©Фурсова Т. Н.

*Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про автора:**

Фурсова Тетяна Миколаївна: ORCID 0000-0003-1900-7432; tatiana2507@ukr.net; кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики та енергозбереження; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

В работе рассматриваются возможности повышения усталостной прочности и эксплуатационной надежности ответственных деталей проточной части паровой турбины – многоопорных хвостовых соединений рабочих лопаток – за счет технологических и конструкционных мероприятий.

Исследование напряженного состояния трехопорного грибовидного хвостового соединения с помощью программного комплекса на базе метода конечных элементов показало целесообразность увеличения радиусов закруглений у опорных поверхностей хвостовика для снижения местной неравномерности распределения напряжений в зонах концентраторов. Анализ результатов был проведен с использованием формулы Нейбера для эффективных коэффициентов концентрации напряжений, учитывающей геометрию профиля и свойства материала конструкции. Предложены рекомендации для улучшения работы хвостового соединения с учетом особенностей его напряженного состояния и характера повреждений в эксплуатации.

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

Ключевые слова: паровая турбина; хвостовое соединение; концентрация напряжений; усталостная прочность; эксплуатационная надежность.

Фурсова Т. М. «Підвищення втомної міцності та експлуатаційної надійності відповідальних деталей парової турбіни».

У роботі розглядаються можливості підвищення втомної міцності та експлуатаційної надійності відповідальних деталей проточної частини парової турбіни – багатоопорних хвостових з'єднань робочих лопаток – за рахунок технологічних і конструкційних заходів.

Дослідження напруженого стану трьохопорного грибовидного хвостового з'єднання за допомогою програмного комплексу на базі методу кінцевих елементів показало доцільність збільшення радіусів закруглень у опорних поверхнях хвостовика для зниження місцевої нерівномірності розподілу напруг у зонах концентраторів. Аналіз результатів був проведений з використанням формули Нейбера для ефективних коефіцієнтів концентрації напруг, які враховують геометрію профілю і властивості матеріалу конструкції. Запропоновані рекомендації для поліпшення роботи хвостового з'єднання з урахуванням особливостей його напруженого стану та характеру пошкоджень в експлуатації.

Динаміка та міцність машин

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

Ключові слова: парова турбіна; хвостове з'єднання; концентрація напруг; втомна міцність; експлуатаційна надійність.

Fursova T. “Increasing the fatigue strength and operational reliability of the critical elements of a steam turbine”.

The article has dealt with the possibility of increasing the fatigue strength and operational reliability of the critical elements of the flow part of a steam turbine – multi-supporting roots of working blades – using technological and structural measures.

Investigation of the stress state of a three-supporting mushroom root by means of a software package based on the finite element method showed that it is advisable to increase the radius of curvature at the support surfaces to reduce the local irregularity distribution of stresses in the concentrator zones. The analysis of the results was carried out using the Neuber formula for effective stress concentration coefficients, taking into account the geometry of the profile and the material properties of the structure. Recommendations are proposed to improve the work of the blade roots taking into account the peculiarities of its stress state and the nature of the damage in operation.

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

Key words: steam turbine, blade root, stress concentration, fatigue strength, operational reliability.

1. Актуальность работы

Продление ресурса морально и физически устаревшего оборудования ТЭС Украины должно базироваться на глубоком анализе его состояния и, при необходимости, частичной замены элементов, дальнейшая работа которых не гарантирована без повреждений. При этом чрезвычайно важной является проблема обеспечения эксплуатационной надежности как эксплуатируемых, так и вновь вводимых энергоблоков.

Наиболее ответственным элементом паровой турбины считается хвостовое соединение для крепления рабочей лопатки на диске ротора, воспринимающее нагрузку от собственных центробежных сил и профильной части лопатки. В условиях эксплуатации турбомашин большинство разрушений хвостовых соединений носит усталостный характер, при котором развитие трещин начинается в зонах концентрации напряжений [1].

2. Состояние вопроса и цель исследования

В исследованиях [2-6] приводятся результаты испытаний на длительную, конструкционную и усталостную прочность моделей хвостовых соединений лопаток турбин; которые показывают, что концентрация напряжений в значительной степени влияет на длительную надежную работу элементов этих конструкций, обусловленную рядом факторов проектного, технологического и эксплуатационного характера.

Целью данной работы является анализ технологических и конструкционных мероприятий для повышения усталостной прочности и эксплуатационной надежности хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин с учетом особенностей их напряженного состояния и характера повреждений в эксплуатации.

Повышение сопротивляемости переменным напряжениям может быть достигнуто нейтрализацией проникновения переменных усилий в глубь хвостовых соединений, что обеспечивается плотным контактом торцевых поверхностей хвостовиков при сборке лопаток (возникающие реакции прилегающих плоскостей нейтрализуют напряжения изгиба).

Тем не менее, при работе турбины из-за увеличения радиальных размеров диска при вращении между торцевыми плоскостями хвостовиков могут образоваться зазоры до 0,03 мм. Поэтому большую роль для нейтрализации внешних переменных усилий играют бандажные связи, главным образом, цельнофрезерованные бандажи, позволяющие замкнуть все лопатки на рабочем колесе в единое кольцо. К другим технологическим мероприятиям, снижающим опасность усталостного разрушения, можно отнести, например, установку между группами лопаток вставок, изготовленных из сталей с повышенным коэффициентом линейного расширения против материала лопаток.

Кроме рассмотренных факторов, на сопротивление усталости хвостовика существенное влияние оказывает местная и общая неравномерности распределения напряжений, связанные с геометрией и характером распределения реактивных усилий по опорным поверхностям [7].

Следует отметить, что несоблюдение требований чертежей к качеству поверхности хвостовых соединений, наличие случайных рисов, забоин на галтелях приводит к значительному повышению местной концентрации напряжений.

Недостаточные требования, обуславливающие повышенную шероховатость поверхности как хвостовой, так и профильной частей рабочей лопатки, могут повлиять на эффективность работы проточной части турбины, а также на предел выносливости лопаток и, следовательно, на их надежность. Подробные исследования о влиянии шероховатости и рекомендации относительно чистоты поверхности турбинных лопаток представлены в работе [8].

Шероховатость поверхностей рабочих лопаток большинства ступеней соответствует 7 ÷ 5 классам чистоты. При обработке лопаток по 7-му классу чистоты на поверхности остаются отдельные риски и царапины. При обработке по 6-му классу количество рисков и царапин резко увеличивается, при этом их глубина колеблется от 20 до 50 мкм. Кроме того, при поверхности лопаток чистотой ниже 7-го класса достаточно трудно надежно осуществить контроль качества их материала. С другой стороны, завышенные требования к качеству поверхности затрудняют обработку и удорожают изготовления рабочих лопаток.

На рисунке 1 показано, что для лопаток, изготовленных из материала с пределом прочности $\sigma_B = 70 \text{ кг/мм}^2$ (700 МПа), переход от 9-го к 7-му классу чистоты приводит к снижению предела выносливости примерно на 5 % [8]. Учитывая вышеизложенные обстоятельства, рекомендуется обработку поверхности лопаток из стали с $\sigma_B \leq 75 \text{ кг/мм}^2$ из условия обеспечения прочности делать не ниже 7 класса чистоты.

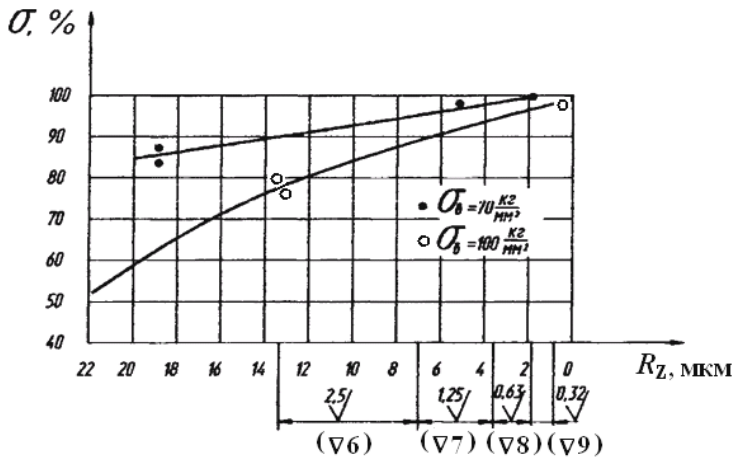
Динаміка та міцність машин

Рис. 1 – Изменение предела выносливости лопаток изготовленных из сталей различной прочности в зависимости от чистоты поверхности

интенсивному росту усталостных трещин и разрушению детали даже при умеренном уровне общих статических напряжений.

Вопросы снижения местной неравномерности распределения напряжений в локальных зонах многоопорных грибовидных хвостовых соединений являются специфическими и требуют дополнительных исследований в силу сложной геометрии профиля.

2. Методология исследования

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние трехопорного грибовидного хвостового соединения (рис. 2), полученное с помощью программного комплекса на базе метода конечных элементов (МКЭ).

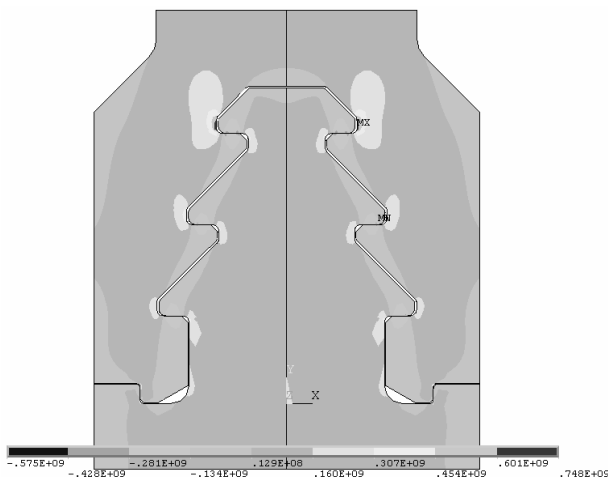


Рис. 2 – Распределение напряжений в трехопорном грибовидном хвостовом соединении

на характер распределения местных напряжений было проведено при изменении величин радиусов от 1 до 3 мм. Результаты исследования показали, что максимальный уровень напряжений имеет место в сечении II – II (рис. 3), проходящем через точку сопряжения радиуса закругления с вертикальным участком контура паза.

В большинстве случаев одной из главных причин элементов проточной части паровых турбин является выбор форм конструктивных элементов с резкими переходами при их сопряжении без учета особенностей работы в поле переменных напряжений [1]. Как следствие, в этих зонах имеет место повышенная концентрация напряжений, приводящая к существенному снижению предела выносливости,

Наиболее нагруженной является зона верхнего зубца хвостовика, находящаяся вблизи корневого сечения и профильной части лопатки. Для зон среднего и нижнего зубцов влияние неравномерности распределения силовых линий сглаживается и напряжения здесь снижаются.

Исследование влияния радиусов закругления угловых переходов от опорной поверхности к вертикальному участку в зоне верхнего паза

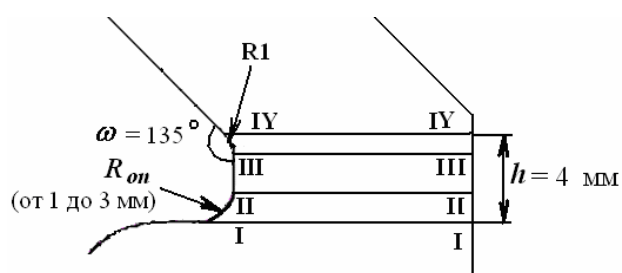


Рис. 3 – Расчетные схемы вариантов конструкций с измененными радиусами у опорной поверхности

При этом увеличение радиуса от 1 до 2 мм приводит к снижению местных напряжений во всех расчетных сечениях. При дальнейшем увеличении радиуса до 3 мм и более максимальные напряжения в сечениях III – III и IV – IV повышаются (рис. 4). Поэтому следует считать рациональным радиус закругления

величиной 2 мм. Средние напряжения при увеличении радиуса закругления остаются неизменными (около 120 МПа).

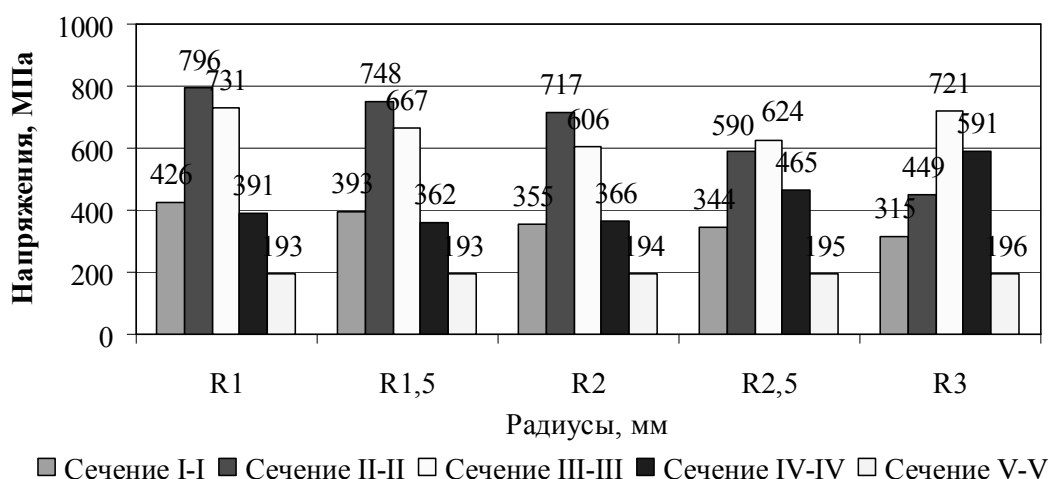


Рис. 4 – Максимальные напряжения в расчетных сечениях хвостовика в зависимости от радиусов

Более полное представление о влиянии различных факторов на напряженное состояние конструкции может быть получено с помощью эффективных коэффициентов концентрации напряжений, рассчитанных по формуле Нейбера [9]:

$$K_A = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{A}{R}}},$$

где $A = 0,092$ мм – постоянная материала по Нейберу; K_t – теоретический коэффициент концентрации напряжений; R – радиус закругления у основания выреза; ω – входящий угол выреза в виде V – образного паза, выражающийся в радианах (рис. 3).

Значения эффективных коэффициентов концентрации уменьшаются с возрастанием угла раствора ω более 90° . Это может быть использовано для уменьшения эффективных коэффициентов концентрации напряжений и дальнейшего совершенствования конструкции хвостового соединения.

Что касается сечения I-I, то на уровень максимальных напряжений снижающее влияние оказывают напряжения смятия на опорной площадке в непосредственной близости от зоны концентрации напряжений.

Динаміка та міцність машин

На рис. 5 представлены графики изменения эффективных коэффициентов концентрации в зависимости от радиусов R_{on} .

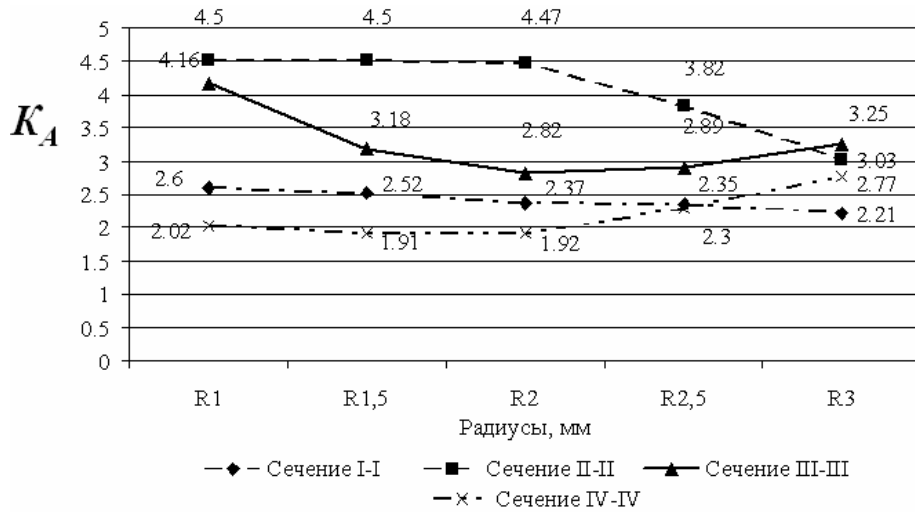


Рис. 5 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в расчетных сечениях хвостовика в зависимости от радиусов (на примере верхнего зубца)

Следует отметить одну особенность слабого влияния увеличения радиусов закругления на величину коэффициентов концентрации в сечении IV – IV. Это объясняется тем, что при пересечении двух плоскостей под углом ω более 90° ($\omega = 135^\circ$), концентрация напряжений даже без радиуса закругления будет иметь невысокий уровень и она будет тем ниже, чем больше угол ω между этими плоскостями. В пределе при достижении значения $\omega = 180^\circ$ и теоретический и эффективный коэффициенты концентрации стремятся к 1.

Что касается наиболее рационального радиуса, обеспечивающего наилучшее распределение напряжений в рекомендованном стандартами профиле трехпорного хвостовика, вместо применяемой в настоящее время величины $R_{on} = 1,5$ мм, целесообразно выбирать $R_{on} = 2$ мм, обуславливающим, в данном случае, минимальное значение коэффициента концентрации напряжений.

Для деталей сложной конфигурации, к которым относится хвостовое соединение, подходит гидродробеструйное упрочнение концентраторов напряжений. Процесс гидродробеструйного упрочнения может обеспечить повышение сопротивления усталости более чем на 50%. Усталостные повреждения в основном образуются и накапливаются в поверхностных слоях, следовательно, напряжения сжатия, образующиеся в результате обработки дробью, приводят к значительному повышению долговечности детали, поскольку трещины плохо образуются и распространяются в сжатом металле [10].

В связи с этим можно считать целесообразным проведение укрепления поверхностей закруглений хвостовика в зонах трещинообразования при увеличении радиусов закруглений конструкции.

Выводы

Повышению эксплуатационной надежности хвостовых соединений способствуют следующие конструкционные и технологические решения, которые позволяют повысить сопротивление усталостным разрушениям:

1. Обеспечение максимально возможной плотности сборки рабочих лопаток на диске ротора, при которой поворот каждого хвостовика в окружном направлении относительно опорных поверхностей приводит к появлению реакций на торцевых поверхностях хвостовика.

2. Применение цельнофрезерованных бандажей для кольцевой перевязки лопаток на рабочем колесе, что увеличивает демпфирующую способность системы и снижает возможность проникновения переменных усилий в зону хвостовиков;

3. Тщательная обработка поверхностей элементов рабочих лопаток, не ниже 7 класса точности.

4. Увеличение радиусов угловых переходов хвостовых соединений и укрепления их поверхности.

Список использованных источников:

1. Исследование изломов. Методические рекомендации и атлас повреждений деталей проточной части турбин / сост.: В. Ф. Резинских, Э. С. Гинзбург, А. М. Клыпина. – М. : Изд-во ВТИ, 1993. – 132 с.
2. Лейкин А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации / А. С. Лейкин. – М. : Машиностроение, 1968. – 371 с.
3. Мустафин Ч. Г. Некоторые данные о длительной и усталостной прочности хвостовых соединений турбинных лопаток / Ч. Г. Мустафин, В. В. Некрасов, Г. В. Заславская // Проблемы прочности. – 1974. – № 9. – С. 81-82.
4. Мустафин Ч. Г. Экспериментальное исследование длительной прочности хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин / Ч. Г. Мустафин // Труды ЦКТИ. – 1969. – Вып. 97. – С. 107-118.
5. Дубинин В. П. Длительная прочность хвостового соединения турбинных лопаток / В. П. Дубинин, В. В. Осасюк // Энергомашиностроение. – 1971. – № 12. – С. 41-42.
6. Алишоев Л. Р. Исследование конструктивной прочности элементов хвостового соединения лопаток турбин / Л. Р. Алишоев, Н. Н. Самарина // Проблемы прочности. – 1969. – № 1. – С. 53-57.
7. Фурсова Т. Н. Напряженно-деформированное состояние грибовидных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин / Т. Н. Фурсова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 1/7 (67). – С. 44-47.
8. Марков Н. М. Теория и расчет лопаточного аппарата осевых турбомашин / Н. М. Марков. – М. : Машиностроение, 1984. – 240 с.
9. Хэйвуд, Р. Б. Проектирование с учетом усталости / Р. Б. Хэйвуд. – М. : Машиностроение, 1969. – 504 с.
10. Машиностроение. Надежность машин. Энциклопедия. Т IV – 3 / под ред. В. В. Клюева. – М. : Машиностроение, 2003. – С. 598.

References

1. Rezinskikh, V, Ginzburg, E & Klypina, A 1993, *Issledovaniye izlomov. Metodicheskkiye rekomendatsii i atlas povrezhdeniy detaley protochnoy chasti turbin*, Izd-vo VTI, Moskva.
2. Leykin, A 1968 *Napryazhennost i vynoslivost detaley slozhnoy konfiguratsii*, Mashinostroyeniye, Moskva.
3. Mustafin, Ch, Nekrasov, V & Zaslavskaya, G 1974, 'Nekotoryye dannyye o dlitelnoy i ustalostnoy prochnosti khvostovykh soyedineniy turbinnnykh lopatok' *Problemy prochnosti*, no. 9, pp. 81-82.
4. Mustafin, Ch 1969, 'Eksperimentalnoye issledovaniye dlitelnoy prochnosti khvostovykh soyedineniy rabochikh lopatok parovykh turbin', *Trudy TsKTI*, iss. 97, pp. 107-118.
5. Dubinin, V & Osasyuk, V 1971, 'Dlitelnaya prochnost khvostovogo soyedineniya turbinnnykh lopatok', *Energomashinostroyeniye*, no. 12, pp. 41-42.
6. Alishoyev, L & Samarina, N 1969, 'Issledovaniye konstruktivnoy prochnosti elementov khvostovogo soyedineniya lopatok turbin', *Problemy prochnosti*, no. 1, pp. 53-57.
7. Fursova, T 2014, 'Napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye gribovidnykh khvostovykh soyedineniy rabochikh lopatok parovykh turbin', *Vostochno-Yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*, no. 1/7 (67), pp. 44-47.
8. Markov, N 1984, *Teoriya i raschet lopatochnogo apparata osevykh turbomashin*, Mashinostroyeniye, Moskva.
9. Kheyvud, R 1969, *Proektirovaniye s uchetom ustalosti*, Mashinostroyeniye, Moskva.
10. Klyuyev, V 2003, *Mashinostroyeniye. Nadezhnost mashin. Entsiklopediya*, vol. IV – 3, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 25 квітня 2018 р.