

УДК 621.165

**А.Л. ШУБЕНКО**, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАН України, Харків;

**В.П. СУХИНИН**, д-р тех. наук; проф. УИПА, Харків;

**Т.Н. ФУРСОВА**, канд. техн. наук; ст. преп. УИПА, Харків;

**А.Ю. БОЯРШИНОВ**, аспірант ИПМаш НАН України, Харків

## О ВЛИЯНИИ УГЛА СКОСА ОПОРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЦОВ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЛОПАТОК ТУРБИН НА ХАРАКТЕР ИХ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ

Для многоопорного елочного хвостового соединения высоконагруженных рабочих лопаток паровых турбин рассмотрено влияние угла скоса опорных поверхностей зубцов на характер его напряженного состояния.

Для багатоопорного ялинкового хвостового з'єднання високонавантажених робочих лопаток парових турбін розглянуто вплив кута скосу опорних поверхонь зубців на характер його напруженого стану.

For multisupporting fir-tree tail connection of high-rate working shoulder-blades of steam-turbines influence of corner of slant of underlayments of indents is considered on character of his tense state.

**Введение.** Период развития турбостроения 60–90-х годов XX столетия характеризовался непрерывным ростом единичных мощностей агрегатов. В подавляющем большинстве случаев повышение мощности агрегатов определялось максимально достижимой площадью последней ступени и увеличением длины ее рабочей лопатки. Следствием этого является повышение центробежной силы лопатки и высокий уровень напряжений растяжения в ее активной части.

Для крепления на диске лопаток, центробежная сила которых достигает 1000000 Н (для турбин на 3000 об/мин) и 2000000 Н (для турбин на 1500 об/мин) должны использоваться хвостовые соединения, конструкция которых обеспечивает их длительную и надежную работу. Наибольшее распространение в турбинах большой мощности различных турбостроительных фирм получили конструкции хвостовых соединений вильчатого и елочного типов.

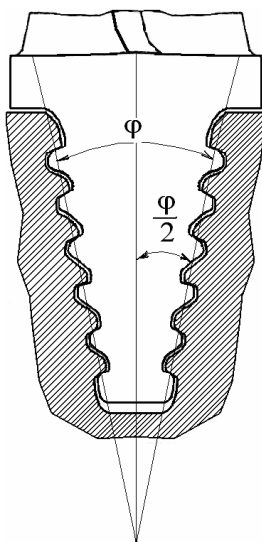


Рис. 1. Елочное хвостовое соединение

Наиболее перспективной с точки зрения надежности, высокой несущей способности, технологичности и удобства сборки следует, по нашему мнению, рассматривать елочное хвостовое соединение.

**Анализ предыдущих исследований и публикаций.** Достоинством елочного хвостового соединения является увеличенное количество опорных поверхностей (рис. 1), и, соответственно, умеренный уровень реактивной нагрузки от центробежных сил на каждый зубец, а, следовательно, напряжений в основании зубца. Недостатком этого соединения, как и других многоопорных конструкций, следует считать неравномерность распределения реактивных нагрузок по опорам из-за неизбежных технологических зазоров. Результатам исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) елочных хвостовых соединений посвящен ряд работ [1–5]. Однако совершенствование конструкций хвостовых соединений с целью снижения общих и местных

напряжений не получило до настоящего времени достаточного развития.

Речь идет, в частности, об общей форме хвостовика – угле раскрытия боковых образующих ( $\varphi$ ) и угле скоса опорных поверхностей ( $\varphi/2$ ). Варьирование этими углами ограничивается общими конструктивными параметрами ступени. Это связано с тем, что число лопаток на рабочем колесе выбирается исходя из шаговых отношений в корне и на периферии лопатки.

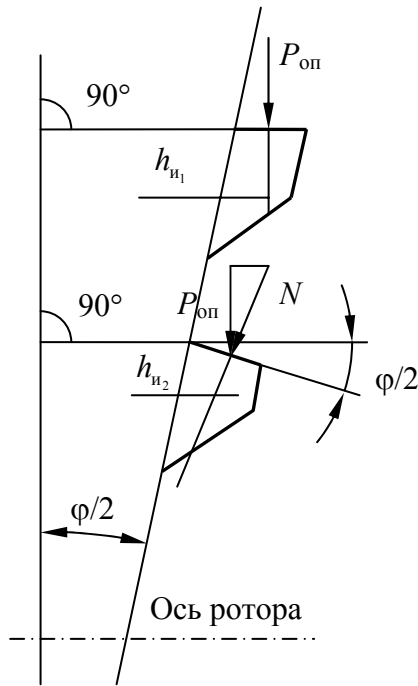


Рис. 2. Силовая схема

**Основная часть.** Анализ конструктивных параметров показывает, что стремление ограничить шаговое отношение на периферии приводит к его малым значениям в корне, где оно, как правило, не превышает  $t/b \approx 0,3$ . В этих условиях угол клина  $\varphi$  в наиболее распространенных случаях не может быть выполнен более  $18^\circ$  (рис. 1–2). Поскольку плоскость опорной поверхности выполняют нормальной к боковой образующей (исходя из соображений технологии обработки и сборки), то с вертикальной осью она составляет угол, равный половине угла клина хвостового соединения  $\varphi/2$ . Это обстоятельство приводит к некоторому росту силы  $N$ , изгибающей зубец хвостовика (согласно схеме действия клина, который образуют опорные поверхности пары зубцов по обе стороны хвостовика). Рост этой силы в пределах указанных углов незначителен ( $N = P_{оп} / \sin \frac{\varphi}{2}$ ). Зато значительно больший эффект связан с уменьшением плеча изгиба от силы  $N$  ( $h_{и2} < h_{и1}$ ), рис. 2, с соответствующим снижением

напряжений изгиба в основании зубца.

При указанных соотношениях геометрических параметров угол раскрытия клина хвостовика, согласно вышесказанному, определяет величину изгибающего момента в основании (сечении заделки) зубца. Неравномерность распределения напряжений здесь в значительной степени определяется их концентрацией в угловом переходе с радиусом закругления.

Здесь представлены результаты исследований, проведенных с помощью программного комплекса *ANSYS* в двухмерной постановке при различных углах скоса опорной поверхности. При этом рассматривается текущее поперечное сечение, что можно считать представительным, поскольку геометрия профиля постоянна в любом сечении плоскости, перпендикулярной оси ротора.

При построении конечно-элементной модели использован элемент *PLANE 82*, хорошо описывающий тела сложной формы. Характер распределения напряжений в хвостовом соединении при контакте по всем опорным поверхностям, представленный на рис. 3, показывает, что наибольшие напряжения возникают в зоне верхнего зубца (до 1340 МПа). Величины полученных максимальных напряжений превышают значения пределов текучести лопаточных сталей (для 12X13, например, – 450 МПа, для 15X11МФ – 680 МПа), что приводит к образованию незначительной по глубине зоны пластического деформирования металла, зависящей от величины коэффициента концентрации и уровня средних напряжений. Следует отметить, что в деталях,

подверженных статическим нагрузкам, такой характер распределения напряжений не приводит к снижению их работоспособности.

Общее напряженное состояние хвостового соединения, характеризуемое эквивалентными напряжениями (напряжения по Мизесу), представлено на рис. 4.

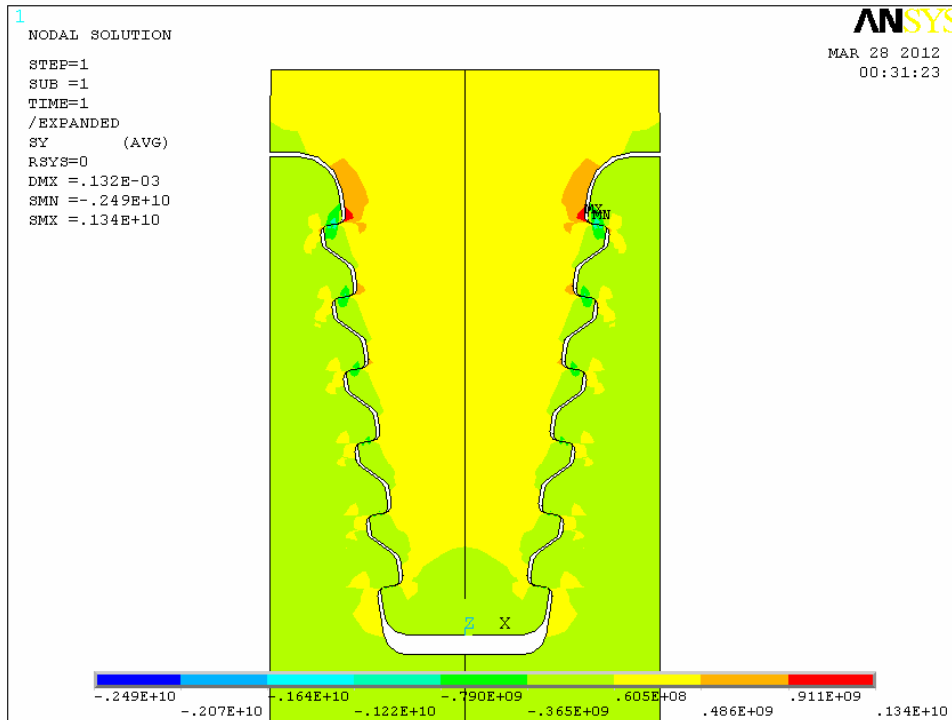


Рис. 3. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении)

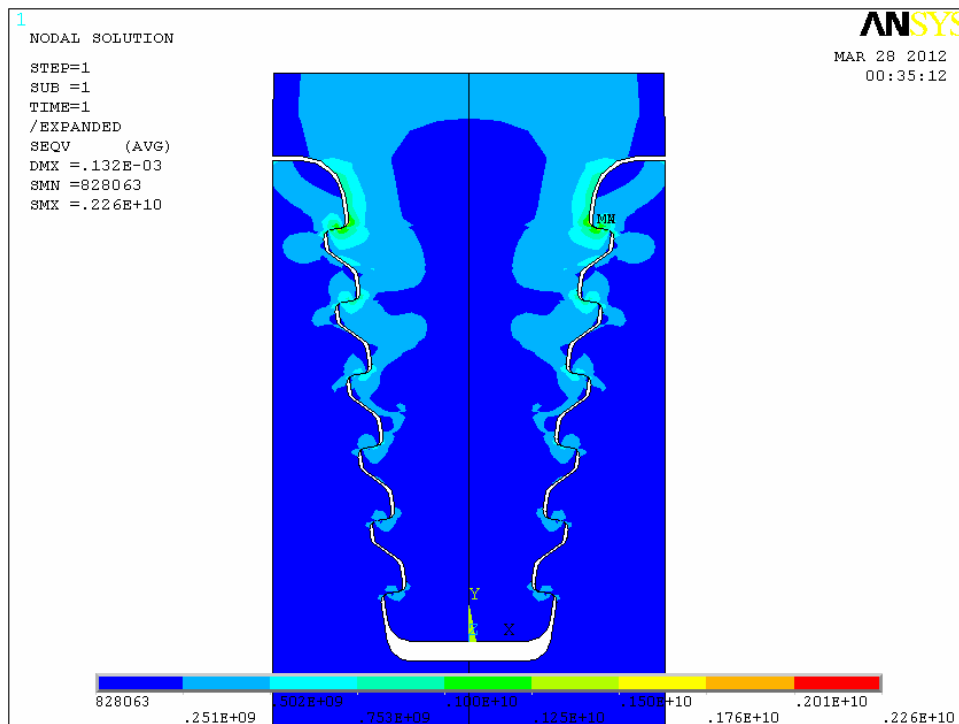


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений в елочном хвостовом соединении

Сложность напряженного состояния хвостового соединения определяется несколькими факторами, в числе которых: высокая статическая нагрузка и сложная геометрическая форма с пересечением образующих плоскостей под разными углами, что определяет характер неравномерного распределения силовых линий в объеме хвостовика. Имевшие место, в условиях эксплуатации турбомашин, разрушения хвостовых соединений носят усталостный характер, при котором развитие трещин начинается в зонах с максимальным уровнем напряжений. Поскольку для длинных лопаток используются многоопорные, со значительной протяженностью в осевом направлении, конструкции хвостовиков, неравномерность распределения местных напряжений здесь еще более возрастает.

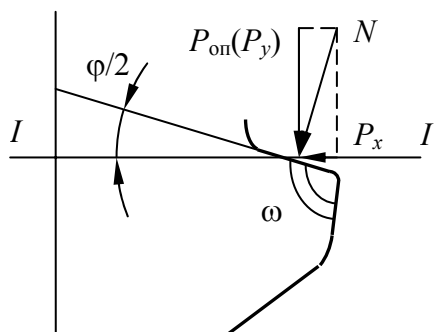


Рис. 5. Действие реактивного усилия в елочном профиле со скосом опорной поверхности

В применяемых конструкциях елочных хвостовых соединений, где плоскости опорных площадок расположены под углом к оси хвостовика, действующая на опору сила  $N$ , раскладывается на горизонтальную  $P_x$  и вертикальную  $P_{оп}(P_y)$  составляющие и наблюдается некоторое сглаживание эпюры напряжений в опасном сечении за счет действия разгружающего момента от горизонтальной составляющей. Кроме того, скос, выполненный под углом, позволяет увеличить радиусы закруглений и снизить концентрацию напряжений.

В работе исследовался вариант конструкции с наклонными опорными поверхностями при углах наклона опоры  $\varphi/2 = 0^\circ - 36^\circ$ . Как показали проведенные исследования, максимальные напряжения в зоне закругления верхнего зубца меняются незначительно (их величина колеблется от 1320 до 1370 МПа), однако с возрастанием угла наклона опорных поверхностей происходит перераспределение и уменьшение средних и максимальных напряжений в сечении  $I-I$  в закруглениях у опорных поверхностей зубцов (рис. 5). Это приводит к уменьшению теоретических коэффициентов концентрации напряжений  $K_t$ . Их изменение представлено на рис. 6, откуда следует, что при увеличении угла скоса от  $9^\circ$  до  $18^\circ$  теоретический коэффициент концентрации напряжений снижается в 1,4 раза. В рассмотренном диапазоне углов скоса опорной поверхности  $\varphi$  от  $0^\circ$  до  $36^\circ$  коэффициент концентрации снижается в 2 с лишним раза.

Более полное представление о влиянии различных факторов на НДС конструкции может быть получено с помощью эффективных коэффициентов концентрации. Для их определения воспользуемся формулой, предложенной Нейбером [6]:

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

где  $A = 0,092$  мм – постоянная материала по Нейберу;  $K_t$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений;  $R$  – радиус закругления у основания выреза;  $\omega$  – входящий угол выреза в виде  $V$ -образного паза, выражающийся в радианах (рис. 5).

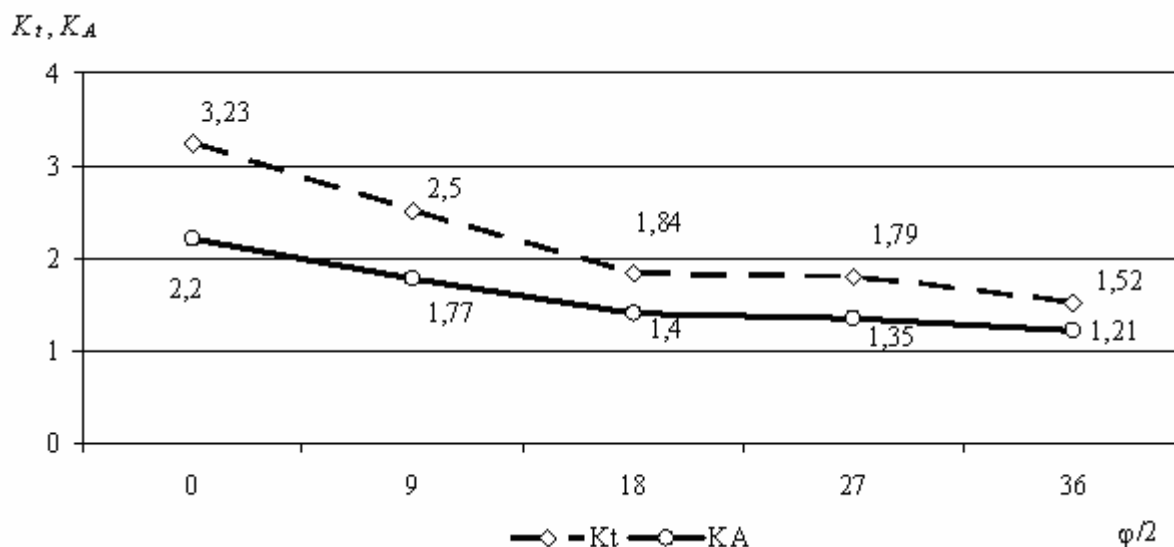


Рис. 6. Теоретические и эффективные коэффициенты концентрации напряжений

**Выводы.** В результате проведенного численного исследования показано, что в условиях ограниченных возможностей по выбору общей геометрии хвостовика (угол раскрытия боковых образующих) эффективным средством для снижения общей и местной неравномерности распределения напряжений является выполнение опорных площадок хвостовика под углом к боковой образующей.

В связи с ограничениями по раскрытию угла клина хвостовика, фактически определяющего величину изгибающего момента в зубце, целесообразно для повышения положительного эффекта, при фиксированном угле клина, выполнять скос опорной поверхности под углом  $\varphi/2 = 9^\circ\text{--}18^\circ$  по отношению к боковой образующей хвостовика (рис. 2).

**Список литературы:** 1. Лейкин, А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации [Текст] / А.С. Лейкин. – М.: Машиностроение, 1968. – 371 с. 2. Мустафин, Ч.Г. Исследование влияния зазоров между опорными поверхностями зубьев на распределение нагрузки в елочных хвостовых соединениях рабочих лопаток турбин: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.16 «Турбомашини и турбоустановки» [Текст] / Ч.Г. Мустафин. – Л., 1963. – 20 с. 3. Прочность элементов паровых турбин [Текст] / под общ. ред. Л.А. Шубенко-Шубина. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1962. – 568 с. 4. Сухинин, В.П. Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин / В.П. Сухинин // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 1. – С. 38-46. 5. Гиацинтов, Е.В. Влияние некоторых конструктивных параметров на распределение усилий в замковых соединениях елочного типа [Текст] / Е.В. Гиацинтов // Труды Моск. технол. ин-та. – М., 1959. – Вып. 37. – С. 350-57. 6. Хэйвуд, Р.Б. Проектирование с учетом усталости [Текст] / Р.Б. Хэйвуд. – М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.

© Шубенко А.Л., Сухинин В.П., Фурсова Т.Н., Бояршинов А.Ю., 2012  
Поступила в редколлегию 15.02.12