

А.С.СТЕПЧЕНКО, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»;
А.А.ЛАРИН, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»;
С.Л.АРТЕМОВ, аспирант, инженер, ОАО «ТУРБОАТОМ», Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СВЯЗИ НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТОК СВЕРХБОЛЬШОЙ ДЛИНЫ С ДВУХЪЯРУСНЫМ БАНДАЖОМ

Розроблена параметрична модель двохъярусної лопатки надвисокої довжини, яка дозволяє варіювати положенням проміжного бандажа. На серії скінчено-елементних циклосиметричних моделях лопаткового апарату проведено розрахунок напружено-деформованого стану з урахуванням контакту в бандажних зв'язках. Отримані результати дозволили визначити оптимальні місця положення проміжного бандажу.

A parametric model of two-stage ultra-long blade, which allows to vary the location of the snubber had been developed. Stress-strain state has been calculated taking into account the contact bandage links on the series of finite-element models of the cycle symmetric blades system. The obtained results allowed to determine the optimal location of the snubber.

Разработана параметрическая модель двухъярусной лопатки сверхвысокой длины, позволяющая варьировать положениям промежуточного бандажа. На серии конечноэлементных циклосимметричных моделях лопаточного аппарата проведен расчет напряженно-деформированного состояния с учетом контакта в бандажных связях. Полученные результаты позволили определить оптимальные места положения промежуточного бандажа.

Введение. Повышение удельной мощности современных паровых турбин приводит к необходимости увеличения длины лопаток последних ступеней цилиндров низкого давления. Конструктивно лопатки сверхбольшей длины имеют сложный профиль переменного сечения и большой угол предварительной закрутки. Такая геометрия определяет ее большую изгибно-крутильную податливость, что приводит к высоким уровням напряжений и вибраций. С целью увеличения жесткости лопаточного аппарата соответствующих ступеней применяются межлопаточные связи. При этом получение приемлемых прочностных и вибрационных характеристик соответствующих аппаратов требует введения не только периферийного бандажа, но и дополнительной промежуточной связи. Все эти факторы требуют тщательного выбора формы и места межлопаточных связей. В современной практике наибольшее распространение получили цельнофрезерованные полочные связи, причем технологические особенности замыкания лопаток в венец требуют использования разъемных бандажей [1-4]. Такие бандажи способны выполнять функции межлопаточной упруго-демпферной связи. При этом ее характеристики определяются параметрами контактного взаимодействия, так как площадь области плотного контакта определяет жесткость связи, а площадь области скользящего контакта ее диссипативные свойства.

Постановка задачи. Целью данной работы является исследование влияния расположения промежуточного полочного разъемного бандажа на напряженно деформированное состояние (НДС), характер контактного взаимодействия в разъемных соединениях. Моделирование лопаточного венца проводилось в рамках конечно-элементного подхода, при этом учитывалась циклическая симметрия системы. В результате была значительно сокращена размерность решаемых матричных систем уравнений и КЭ модель периодической части системы была построена с высокой степенью детализации, особенно в местах контактного взаимодействия.

Следует отметить, что ранее нами в работах [1, 5] показано, что степень нелинейности прямо зависит от плотности предварительного статического контакта и определено, что флуктуация резонансных частот происходит в окрестности собственных частот линеаризованных моделей, которые получаются путем замены контактных условий кинематическими связями по результатам предварительно рассчитанной статической задачи. Поэтому проведения на их основе анализа прочностных характеристик при варьировании положением промежуточного бандажа по высоте пера лопатки есть важный этап и для дальнейшего обеспечения допустимых динамических характеристик.

Построение модели единичной лопатки. На рис. 1 представлена базовая геометрическая модель лопатки сверхбольшой длины с двухъярусным полочным бандажом разъемного типа. Периферийный бандаж в рассматриваемой модели представляет собой классическое Z-образное зацепление (рис. 1, в). Конструктивное исполнение промежуточного бандажа бывает прямого [3] и Z-образного зацепления. В работе [2] был проведен сравнительный анализ влияния формы зацепления промежуточного бандажа на НДС данного лопаточного аппарата и показано, что в Z-образном зацеплении реализуется значительно более плотный контакт. Поэтому это зацепление и было выбрано для конструкции промежуточного бандажа (рис. 1, а).

Построение расчетной модели проводилось в рамках конечно-элементного подхода – соответствующие модели приведены на рис. 2 (использовались трехмерные изопараметрические 8-узловые конечные элементы (КЭ) с тремя степенями свободы в узле). Влияние диска в при моделировании не учитывалось. Поэтому лопатка в хвостовой части имеет жесткую заделку по поверхностям контакта зубьев хвостовика и диска.

Построение расчетной модели проводилось в рамках конечно-элементного подхода – соответствующие модели приведены на рис. 2 (использовались трехмерные изопараметрические 8-узловые конечные элементы (КЭ) с тремя степенями свободы в узле). Влияние диска в при моделировании не учитывалось. Поэтому лопатка в хвостовой части имеет жесткую заделку по поверхностям контакта зубьев хвостовика и диска.

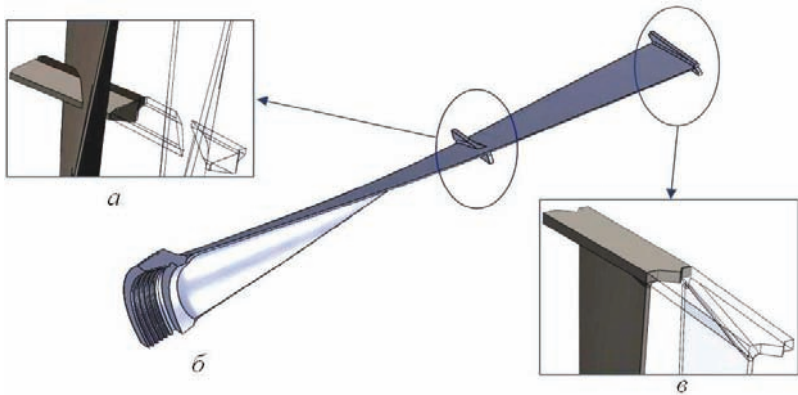


Рисунок 1 – Твердотельная модель лопатки и формы бандажных связей



Рисунок 2 – Конечно-элементная модель лопатки

При моделировании лопаточного венца учитывалась циклическая симметрия системы. В этом случае задача анализа его прочности и собственных колебаний сводится к рассмотрению только одной периодической части системы, в качестве которой был взят сектор с одной лопаткой, закрепленной по опорным поверхностям зубьев хвостовика. При этом разделение осуществлялось таким образом, чтобы контактирующие части бандажных связей вошли внутрь сектора [2, 5]. По плоскости контакта Z-образных зацеплений бандажей задавались контактные КЭ типа поверхность-поверхность, реализующие решение контактной задачи на основе метода множителей Лагранжа [6].

Геометрическая (см. рис. 1) и конечно-элементная (см. рис. 2) модели были построены в параметрическом виде и позволяют изменять положение по высоте полки промежуточного бандажа. С целью оценки влияния положения полки на контактное взаимодействие в бандажах, напряженно-деформированное состояние лопатки и собственные частоты было построено пять моделей лопаток аналогичных вышеприведенным с разной высотой полки (рис. 3).

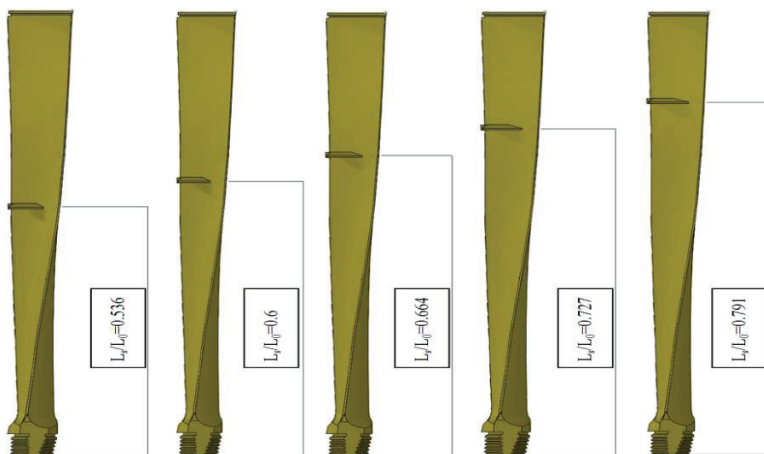


Рисунок 3 – Варианты моделей лопатки с разной высотой промежуточного бандажа

Моделирование НДС лопаточного аппарата с учетом контактного взаимодействия. Полученные модели для контактных зацеплений приведены на рис. 4, *а*, *б*, где полки бандажей разрезаны плоскостью симметрии и их части с зубом Z-образного зацепления соединены с соответствующей впадиной.

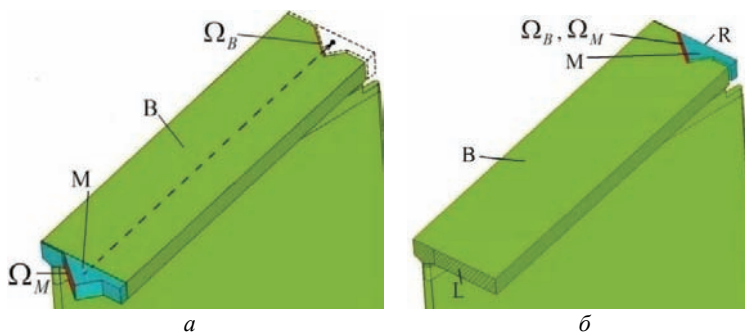


Рисунок 4 – Моделирование периодической части циклически симметричного лопаточного аппарата (*а* – исходная геометрия периферийного бандажа; *б* – сектор циклически симметричной системы)

На рис. 4 показано, что влияние отброшенной части системы заменены силами (вектором узловых сил $\{Q\}$), приложенными на поверхности разделения. Для удобства математического представления, в этом случае, целесообразно выделить отдельно степени свободы, принадлежащие поверхностям разделения сектора, а вектор перемещений представить, как $\{q\}^T = \{\{q_l\}^T, \{q_c\}^T, \{q_r\}^T\}^T$. Тогда, разрешающая система уравнений теории упругости в конечно-элементной постановке примет вид:

$$\begin{bmatrix} [K_l] & [K_{cl}] & 0 \\ [K_{cl}] & [K_c] & [K_{cr}] \\ 0 & [K_{cr}] & [K_r] \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{q_l\} \\ \{q_c\} \\ \{q_r\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f_l\} \\ \{f_c\} \\ \{f_r\} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \{Q_l\} \\ 0 \\ \{Q_r\} \end{Bmatrix}, \quad (1)$$

где индексами l и r – обозначено принадлежность компонент к левой и правой поверхностям разделения сектора, а индексом c – к его внутренней части; $[K]$ – матрица жесткости; $\{f\}$ – вектор приведенной к узлам нагрузки. На компоненты вектора перемещений и внутренних сил, принадлежащих поверхностям разделения, накладываются условия циклической симметрии, которые, в условия равномерно распределенной по углу лопаточного венца нагрузки, принимают вид:

$$\{q_l\} = \{q_r\}; \quad \{Q_l\} = -\{Q_r\}. \quad (2)$$

Учет условий (2) позволяет выразить степени свободы, принадлежащие одной поверхности разделения, через степени свободы другой и избавиться от неизвестных векторов внутренних сил $\{Q_l\}$ и $\{Q_r\}$

$$\begin{bmatrix} [K_l] + 2[K_{cl}] + [K_r] & [K_{cl}] + [K_{cr}] \\ [K_{cl}] + [K_{cr}] & [K_c] \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{q_l\} \\ \{q_c\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f_l\} + \{f_r\} \\ \{f_c\} \end{Bmatrix}. \quad (3)$$

Вектор приведенной к узлам нагрузки, с учетом наличия контактного взаимодействия внутри сектора, можно разложить на составляющие обусловленные: внешними силами $\{F\}$ и контактным давлением $\{p\}$

$$\begin{Bmatrix} \{f_l\} + \{f_r\} \\ \{f_c\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_l\} + \{F_r\} \\ \{F_c\} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \{p(q_1, q_2, \dots)\} \end{Bmatrix}. \quad (4)$$

Контактное давление зависит от компонент вектора перемещений, что приводит к нелинейности матричного уравнения (3) с правой частью в виде (4). Кроме того, в рамках рассматриваемой постановки, аналитического выражения для соответствующих зависимостей давления от перемещений (деформации) нет, а конкретные значения определяются для каждой пары контактирующих узлов в соответствии с алгоритмом метода множителей Лагранжа [6]. При этом сами уравнения решаются итерационно.

Анализ статического напряженно-деформированного состояния.

Было проведено серию исследований по определению параметров НДС лопаточного аппарата для различных вариантов конструкции (с разными положениями по высоте для промежуточного бандажа). Отдельно была рассмотрена конструкция лопатки без промежуточной связи. Расчет выполнялся для двух стационарных режимов работы турбины ($0,5\omega_0$ и ω_0), где ω_0 – частота вращения ротора на номинальном режиме работы турбины.

На рис. 5 представлено поле перемещений для лопатки без промежуточной связи. Максимум перемещений, вызванный раскруткой пера лопатки, находится на высоте $L/L_0 = 0,682$. В районе этой высоты и проведено варьирование положением промежуточного бандажа (рис. 3).

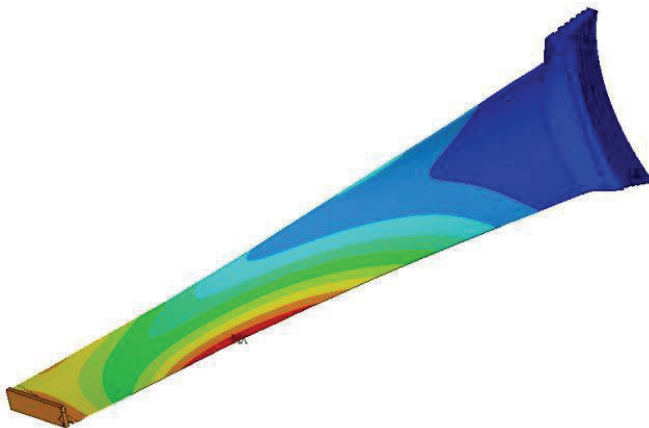


Рисунок 5 – Поле перемещений лопатки лопаточного аппарата с конструкцией без промежуточного бандажа под действием центробежных сил

На рис. 6 представлено распределение эквивалентных по Мизесу напряжений для лопаточных аппаратов без промежуточного бандажа и при варьировании его высотой (результаты приведены в относительных единицах: за единицу приняты максимально допустимые напряжения). Как видно из рис. 6, во всех случаях интенсивность напряжений равномерно снижается от корня лопатки к периферии. Присутствуют два участка концентрации напряжений: 1 – зона на выходной кромке у корня лопатки, 2 – зона вокруг промежуточной бандажной полки. При этом для случая без промежуточного бандажа (рис. 6, а) концентрация напряжений в 1-й зоне достигает предельно допустимых значений. С введением промежуточной связи на высотах ниже $L/L_0 = 0,682$ происходит резкое снижение концентрации напряжений в 1-й зоне, однако возникает 2-зона концентрации. При этом для случая $L/L_0 = 0,6$ концентрация напряжений ниже допустимых. Для случаев, когда промежуточная связь расположена на высотах выше $L/L_0 = 0,682$ в обеих зонах концентрация напряжений достигает либо превышает допустимые значения.

На рис. 7 приведен график зависимости максимальных значений эквивалентных напряжений по критерию Мизеса определенных при различных положениях промежуточной бандажной полки по высоте лопатки. Там же приведены результаты для лопатки без промежуточной бандажной связи.

Из анализа зависимостей рис. 8 видно, что изменение высоты промежуточной полки незначительно влияет на величину средних напряжений по высоте лопатки, но существенно влияет на величину максимальных напряжений.

На основе полученных результатов, можно сказать, что для поиска наилучшего места расположения промежуточной полки нужно рассматривать участок лопатки ниже $0,682 L_0$. Для вариантов с высотой выше $0,682 L_0$ необходимо изменение формы прикорневой зоны лопатки.

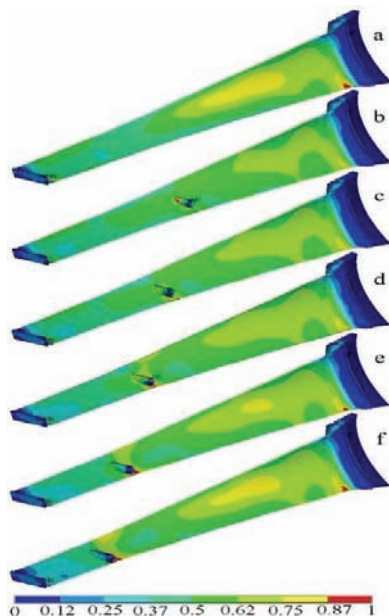


Рисунок 6 – Распределение интенсивности напряжений в лопатках

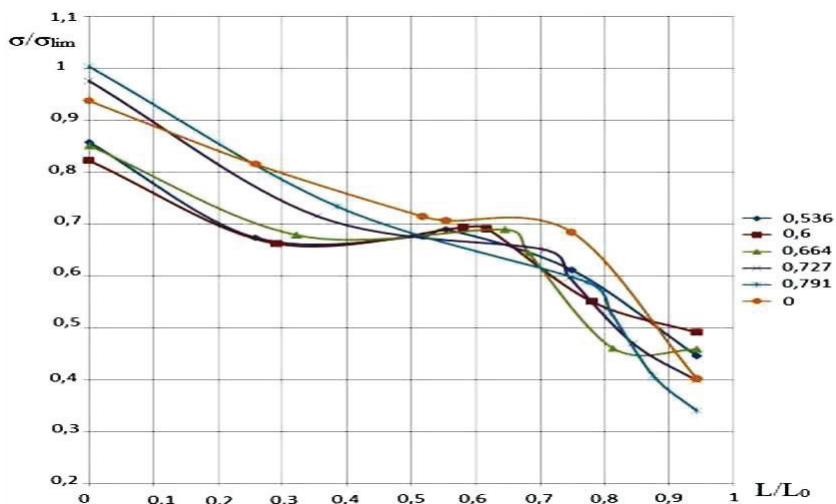


Рисунок 7 – Зависимость максимальных напряжений по лопатке от высоты установки промежуточной полки

Анализ контактного взаимодействия в межлопаточных связях. В результате расчета выявлено, что периферийная и промежуточная полки контактируют по областям показанным на рис 8. Поверхности, вступающие в контакт показаны темным цветом.

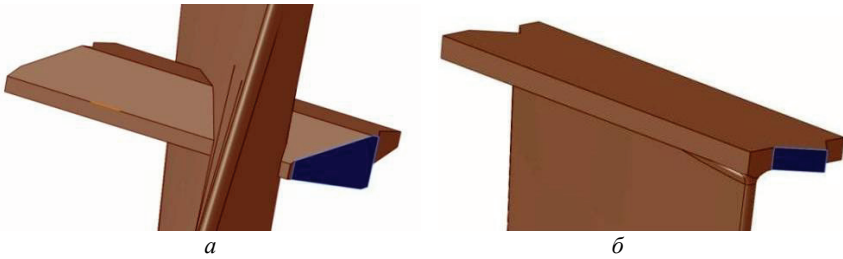


Рисунок 8 – Поверхности контакта в промежуточной (а) и периферийном (б) бандажах

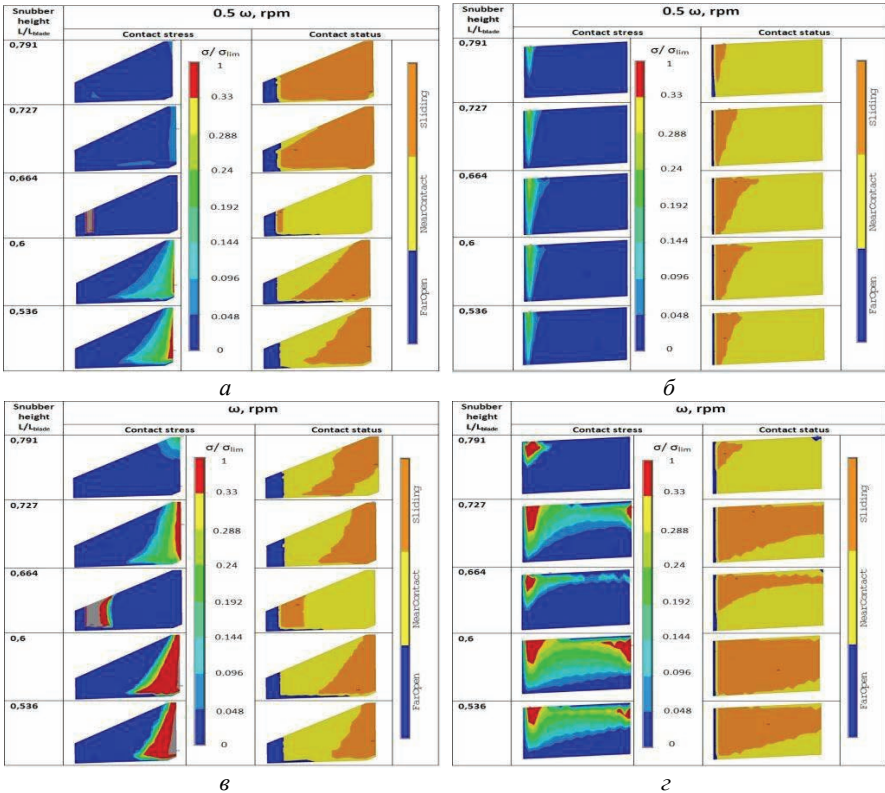


Рисунок 9 – Контактные напряжения и статус контакта при разных оборотах ротора: а, в – для промежуточной бандажных полки, б, г – для периферийной бандажной полки

Результаты расчета распределения нормального контактного давления и статуса контакта на всех режимах и для всех вариантов конструкций лопаток сведены в табл. 1-4. Из анализа статуса контакта для всех случаев следует

что нет плотного контакта в межлопаточных зацеплениях. Наблюдаемый скользящий контакт обеспечивает сочленение лопаток в процессе работы, но обуславливает увеличение диссипативных свойств системы при рабочей нагрузке за счет рассеяния энергии колебаний на трение.

Как видно из рис. 9, изменение положения по высоте промежуточной связи существенно изменяет характер контактного взаимодействия и в промежуточной и в периферийной полке. Происходит не только изменение формы пятен контакта, но и их перераспределение на контактирующих поверхностях. Кроме того, наблюдается увеличение контактных давлений между промежуточной и периферийной полкой при увеличении центробежных сил.

Следует отметить следующие особенности влияния высоты промежуточной бандажной связи на характер контактного взаимодействия:

- для варианта 0,664 наблюдается резкое изменение места контактной площадки и уменьшение площади контакта в промежуточной полке, а напряжения превышают допустимое значение. Это можно объяснить максимальной раскруткой лопатки, вызванной центробежной нагрузкой (в данном варианте положение промежуточной бандажной полки близко к максимуму перемещений лопатки без связи рис. 5);
- наилучшие варианты расположения промежуточной связи с высотами 0,6 L_0 и 0,727 L_0 . При понижении высоты (вариант 0,536 L_0) наблюдаются превышенные допустимых значений в контактных напряжениях промежуточного бандажа. А при повышении высоты до 0,727 L_0 наблюдается резкое уменьшение пятна контакта как для периферийной так и для промежуточной связи.

Заключение. В данной работе были выполнен анализ прочности лопаточного аппарата сверхбольшой длины с разъемным двухуровневым бандажом с учетом контактного взаимодействия лопаток в соединениях. При этом варьировалась высота расположения цельнофрезерованной промежуточной бандажной связи.

Результаты расчетов показывают, что практический интерес представляет размещение промежуточного бандажа в диапазонах относительных высот 0,55 L_0 - 0,66 L_0 и 0,7 L_0 - 0,72 L_0 , при которых обеспечивается наиболее плотный контакт в разъемных соединениях и допустимые уровни напряжений в лопаточном аппарате.

В связи с тем, что контакт в обоих разъемных бандажах носит скользящий характер, представляет интерес варьирование формой Z-образного соединения. Особенности контактирования промежуточной полки на высоте 0,664 L_0 требует дополнительных исследований, в том числе и в направлении изменения формы промежуточной связи. Серьезный практический интерес представляет постановка задачи оптимизации на формоизменение и положение промежуточной бандажной связи в диапазоне высот 0,55 L_0 - 0,72 L_0 .

Список литературы: 1. Жовдак В.О, Зінковський А.П., Степченко О.С., Круглій Я.Д. Нелінійні коливання пакетів лопаток з роз'ємними з'єднаннями // Проблеми машиностроєння. – Х.: Контраст, 2009. – Т. 12, № 4. – С. 45-52. 2. Степченко А.С., Ларин А.А., Артемов С.Л. Исследование динамических характеристик лопаточного аппарата с двухъярусным разъемным бандажированием // Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск «Динаміка і міцність машин». – Х.: НТУ «ХПІ», 2010. – № 48. – С. 127-134. 3. Kaneko Y., Ohyama H. Analysis and measurements of damping characteristics of integral shroud blade for steam turbine // *Journal of system design and dynamics*. – 2008. – Vol. 2 (1). – PP. 311-322. 4. Степченко А.С., Ларин А.А., Кабанов А.Ф., Артемов С.Л. Влияние типа промежуточной бандажной связи на динамические характеристики лопаточного аппарата с двухъярусным разъемным бандажированием // Прочность материалов и элементов конструкций. Труды МНТК посвященной 100-летию со дня рождения академика НАН Украины Г.С. Писаренко. – К. – С. 102-109. 5. Демуз Я.Д., Жовдак В.А., Ларин А.А., Степченко А.С., Соляникова Ю.В. Исследование динамического контактного взаимодействия межбандажных соединениях пакетов лопаток паровых турбин с расстройкой // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Збірник наук. праць ДНУ. – Дніпропетровськ, 2007. – Вип. 11. – С. 53-62. 6. *Wriggers P. Computational contact mechanics*. – Springer, 2006. – 520 p.

Поступила в редакцію 12.10.2011