

гладких пуансонов с диаметром посадочной части 10 мм и Rz 40 при увеличении глубины заливки с 20 до 40 мм усилие выпрессовки увеличивалось на 40%.

С увеличением диаметра пуансонов при прочих равных условиях возрастает и усилие выпрессовки. Увеличение диаметра пуансона с 10 до 20 мм приводило к росту усилия выпрессовки в 3 раза. Это объясняется увеличением площади контакта пластмассы с металлом.

Существенное влияние на прочность узла соединения оказывает отношение объемов пластмассы $V_{пл}$ и посадочной части пуансона $V_{п}$

Резкое возрастание усилия выпрессовки происходит при малых отношениях $\frac{V_{пл}}{V_{п}}$ от 0 до 10, т.е. при малых объемах пластмассы, а при

дальнейшем увеличении отношения $\frac{V_{пл}}{V_{п}}$ до 25 происходит некоторое уменьшение усилия выпрессовки.

Такой характер кривых можно объяснить комплексным влиянием всех факторов, воздействующих на усилие выпрессовки.

Анализируя данные графиков, можно сделать следующий вывод: при проектировании режущих элементов обратимых штампов необходимо учитывать влияние объема пластмассы на прочность пластмассовой заливки,

целесообразно, чтобы отношение $\frac{V_{пл}}{V_{п}}$ находилось в интервале $5 \div 10$, что обеспечит наибольшую надежность работы штампов.

Выводы.

Установлены конструктивно – технологические параметры посадочных частей рабочих элементов обратимой штамповой оснастки, обеспечивающие оптимальные эксплуатационные характеристики при их закреплении пластмассовой композицией на основе АСТ-Т. При этом наблюдалось повышение прочности и жесткости конструктивных элементов узла соединения в 2,5 – 3,0 раза по сравнению с традиционными методами.

Список литературы: 1. Буденный М.М. Перспективы развития исследований и разработка новых конструкций штамповой оснастки на основе композитов. Резание и инструмент в технологических системах. – ХГПУ, Х.:2001. – вып. 11. – с. 3-13. 2. Буденный М.М. Прогрессивные конструкции переналаживаемых штампов листовой штамповки. – НТУ "ХПИ", Х.:2005. – вып. 3. с. 75-79.

Поступила в редакцию 15.05.2008

УДК 539.3:621

*Ю.С. ВОРОБЬЕВ, К.Ю. ДЬЯКОНЕНКО, С.Б. КУЛИШОВ,
А.Н. СКРИЦКИЙ*

АНАЛИЗ ЛОКАЛИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ КОЛЕБАНИЯХ РАБОЧИХ КОЛЕС И ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГТД

Natural vibrations of bladed wheel of gas-turbine engine are considered. Influence of taking in account effects of mutual sliding of band shelves on dynamic characteristics of wheel are provided. Single crystal structured blade with cooling channels system of whirl matrix type is investigated. Influence of crystallographic orientation directions variation on vibration parameters, such as natural frequencies, mode shapes, stress intensities, is estimated.

Введение

Конструкции и материалы лопаток современных ГТД совершенствуются и усложняются, а требования к их вибрационной прочности постоянно повышаются.

Построение адекватных моделей требует учета большого числа факторов: сложной геометрической формы, неоднородности материала, температурных полей, влияния вращения и др. Наиболее приемлемыми для таких объектов являются трехмерные конечноэлементные модели. Причем возникает необходимость использования конечных элементов высокого порядка, учитывающих анизотропию материала.

В предыдущих работах [1-12] были показаны пути повышения эффективности метода конечных элементов для решения ряда задач о колебаниях лопаточного аппарата турбомашин.

Рабочие колеса с разрезной бандажной связью широко используются в современных паровых и, особенно, газовых турбинах. Расчету вибрационной прочности этих конструкций посвящено множество исследований. В реальных задачах необходимо рассматривать возможность взаимного перемещения полок, учитывая сопротивление проскальзыванию, которое зависит от натяга (прижатия полок). Это ведет к существенному усложнению задачи и необходимости разработки специальных приемов при использовании метода конечных элементов [1-6].

Лопатки современных ГТД обладают неоднородностями различного типа: конструкционной (монокристаллический или композиционный материал), эксплуатационной (неоднородные температурные поля) и др. Особенно это относится к охлаждаемым лопаткам со сложной геометрией и вентиляторным лопаткам из композиционных материалов.

Одними из наиболее перспективных на сегодняшний день для первых ступеней газовых турбин являются лопатки из монокристаллических жаропрочных сплавов.

Ряд работ посвящен исследованию проблем колебаний монокристаллических образцов и лопаток [7-13], однако анализ колебаний лопаток с вихревыми охлаждающими каналами требует дальнейшего развития математических моделей и методов расчета.

На основе анализа существующих работ и требований практики ставится цель данной работы – развитие исследований особенностей колебаний охлаждаемых лопаток и рабочих колес с различными вариантами бандажной связи включая разрезные.

1. Локализация вибрационных напряжений в рабочем колесе турбины с различными вариантами бандажной связи

В рабочих колесах и пакетах лопаток с разрезной бандажной связью возникает существенная локализация вибрационных напряжений [1-6]. Именно она представляет основную опасность при колебаниях рабочих колес современных турбомашин. Конструктивные и эксплуатационные факторы существенно влияют на перераспределение вибрационных напряжений и уровень их локализации. Поэтому сравнительно небольшие изменения в конструкции рабочего колеса и, особенно, межлопаточных полочных связей позволяют существенно снизить уровень локализации напряжений без изменения газодинамических характеристик системы [1, 5]. Влияние изменения конструктивных факторов удобно наблюдать на формах перемещений и напряжений, которые выдаются в виде полей на поверхности элементов рабочего колеса, отражающих локализацию вибрационных напряжений. Это позволяет провести всесторонний анализ собственных форм перемещений и напряжений в реальных рабочих колесах турбомашин. В результате исследования выявлены зоны возникновения опасной локализации напряжений и разработаны рекомендации по снижению уровня локализации напряжений, что в свою очередь должно способствовать повышению вибрационной прочности рабочих колес.

В качестве объекта исследования было выбрано рабочее колесо турбины ГТД-60, которое состоит из диска и 96 лопаток. Оно рассматривалось как единая деформируемая система, для которой решалась задача линейных колебаний в трехмерной постановке с учетом предварительного нагружения центробежными силами (скорость вращения 4320 об/мин). Исследовался частотный диапазон до 300 Гц.

Моделировались следующие возможные варианты взаимодействия между полками:

- Сплошная связь, для которой полки представляют собой замкнутое кольцо;
- Разрезная связь, допускающая взаимное проскальзывание полок, без учета сил сопротивления;
- Разрезная связь, учитывающая сопротивление, зависящее от угла закрутки лопаток.

Для снижения размерности задачи использовались свойства циклической симметрии с периодом симметрии равным $3,75^\circ$.

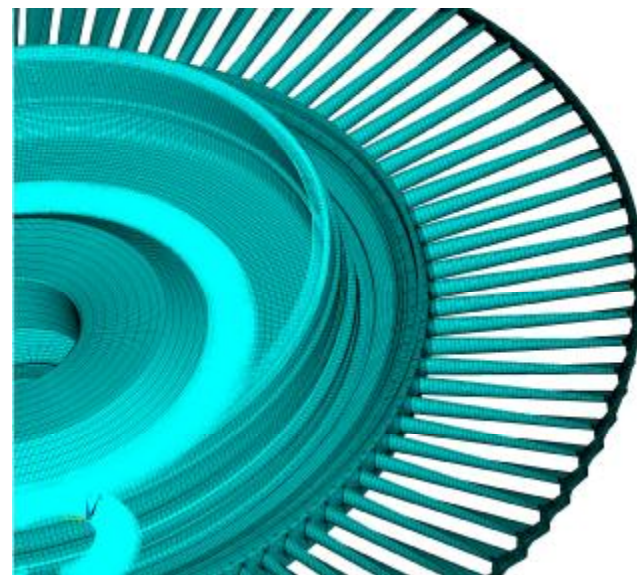


Рис. 1 – Конечноэлементная модель рабочего колеса

Для случая сплошной связи выделение сектора (периода симметрии) осуществлялось по поверхностям раздела между лопатками, таким образом, что сектор содержал одну лопатку и сектор диска. Причем сектор диска был получен с помощью криволинейных поверхностей, учитывающих угол установки лопатки и заводки ее замка в паз.

При моделировании разрезной бандажной связи без учета сил сопротивления относительные смещения полок вдоль плоскости их касания предполагаются свободными, несвязанными для соседних лопаток. При перемещении полки по нормали к плоскости контакта полок, соседняя полка ограничивает только внедрение в нее данной полки и не препятствует движению в обратном направлении.

Если рассматривать выделение сектора циклосимметрии как это было сделано при расчете рабочего колеса с неразрезным бандажом, то условия обычной циклической связи секторов и условия проскальзывания полок оказываются принадлежащими одной и той же границе сектора и соответственно, одним и тем же узлам. Во избежание этих проблем, чтобы учесть проскальзывание, в данном варианте алгоритма сектор колеса (период симметрии) образовывается криволинейными поверхностями так, чтобы поверхности контакта полок оказались внутри сектора. При этом условия циклосимметрии задаются на границе сектора, а условия контакта полок

внутри сектора (рис. 2). Тогда контактные поверхности будут лежать внутри сектора и условия проскальзывания могут быть заданы и варьироваться независимо от условий циклосимметрии.

В том случае, когда силы сопротивления учитываются, используется методика, которая заключается в том, что силы трения при натяге заменяются линейными пружинами (элемент COMBIN14). Эта методика позволяет приблизительно оценить влияние натяга за счет угла упругой закрутки лопаток на собственные частоты, формы и распределение локализаций напряжений рабочего колеса, оставаясь в рамках линейной задачи. Замена сил трения пружинами осуществлялась по следующему алгоритму:

К отдельно взятой лопатке прикладывалось кинематическое нагружение, соответствующее углу закрутки. Проводился статический расчет НДС с учетом центробежных сил.

На основе полученных результатов определялись силы прижатия между полками соседних лопаток вследствие упругой закрутки и центробежных сил.

Силы прижатия полков дают возможность определить силы трения при проскальзывании полков. Коэффициент трения между поверхностями контакта, был принят равным 0,2.

Силы трения позволяют определить жесткость связей, предполагая равенство работ сил трения и сил растяжения пружинки на одном и том же перемещении.

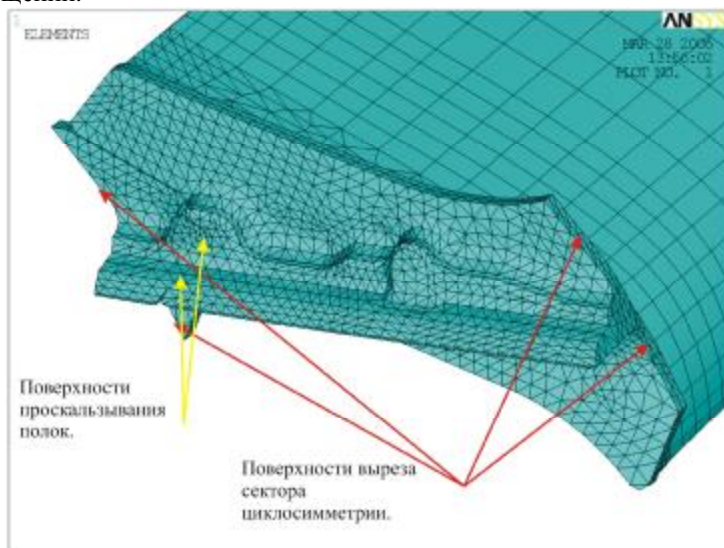


Рис. 2 – Бандажная полка.

Обеспечение условий циклосимметрии и проскальзывания.

Проводился анализ результатов расчета собственных колебаний для случаев сплошной связи, проскальзывания полков без сопротивления и

проскальзывания полков для различных значений натяга. Рассматривался частотный диапазон 0-300 Гц. В этом диапазоне имелись формы колебаний преимущественно крутильные, зонтично-крутильные и веерные с различным числом узловых диаметров.

Графическое сопоставление собственных частот для случаев сплошной связи, разрезной без сопротивления и трех вариантов связи с сопротивлением (угол предварительной упругой закрутки α принимает значения 1,5°; 3°; 4,5°) для идентичных форм колебаний приведено на рис. 3. Видно, что при учете проскальзывания полков частоты крутильно-зонтичных и зонтично-крутильных колебаний понижаются слабо. Тогда как частоты колебаний с узловыми диаметрами понижаются существенно, особенно это проявляется для колебаний с большим числом узловых диаметров. При проскальзывании полков частоты колебаний лопаток с различным числом узловых диаметров (от 1 до 48) становятся очень близкими и плотно заполняют интервал 180-260 Гц.

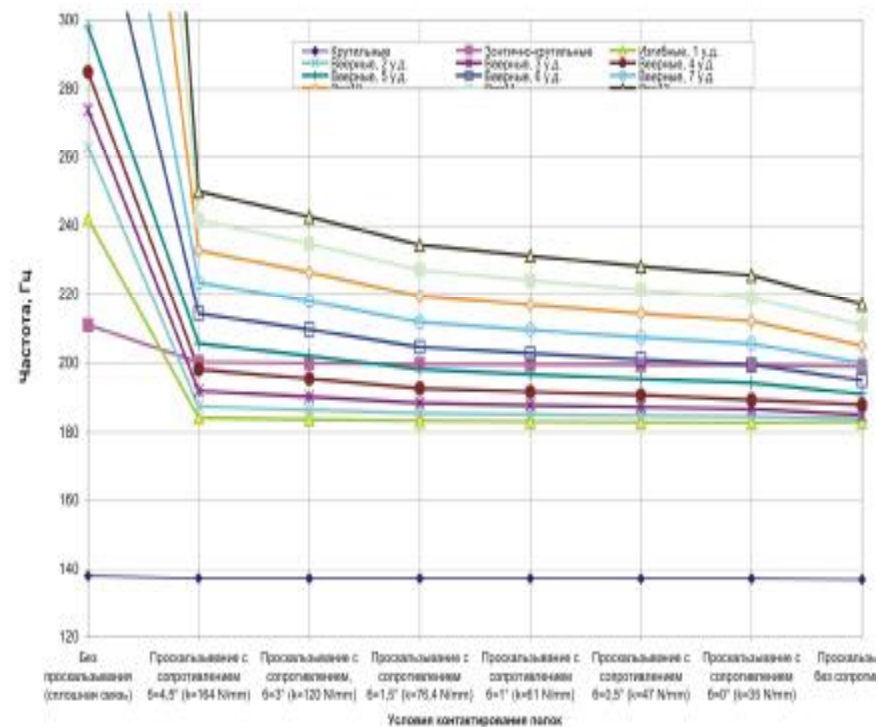


Рис. 3 – Влияние сопротивления проскальзыванию полков (Н/мм) при натяге за счет угла закрутки лопатки (град.) на собственные частоты колебаний рабочего колеса

При колебаниях колеса со сплошной связью она существенно деформируется. Разрезная связка за счет взаимного перемещения полок деформируется меньше. Система с разрезной связью оказывается менее жесткой, в результате чего и снижаются частоты собственных колебаний.

Натяг в реальных условиях всегда допускает взаимное перемещение полок. При очень сильном натяге система ведет себя так же, как и при сплошной связке [4, 5]. При колебаниях пакетов лопаток учет взаимного перемещения полок приводит к заметному перераспределению напряжений в системе [1-3]. Следует также ожидать изменения напряженного состояния и в рабочих колесах с разрезной связью.

Большой интерес представляет влияние натяга на формы колебаний и локализацию вибрационных напряжений. На рис. 4-7 показаны поля интенсивностей напряжений, наложенные на формы перемещений рабочего колеса при веерных колебаниях с двумя и тремя узловыми диаметрами для случаев сплошной связки и проскальзывания полок с сопротивлением. На рисунках представлены фрагменты конструкции. Уровень локализации напряжений в полках заметно снижается при их проскальзывании (рис. 6, 7). Максимальные напряжения при проскальзывании полок перемещаются в корневые сечения лопаток (рис. 4, 5), но напряжения оказываются распределенными по конструкции более равномерно. Такие же результаты наблюдаются для других форм колебаний.

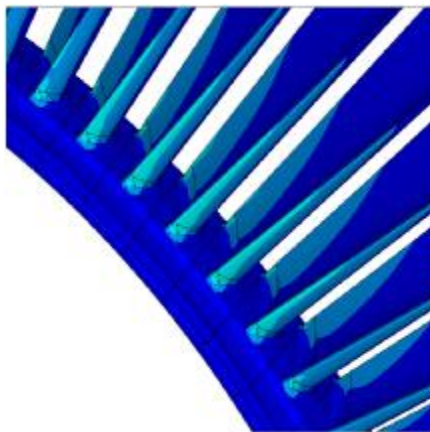


Рис. 4 – Форма интенсивности напряжений при веерных колебаниях с 3-мя узловыми диаметрами колеса со сплошной связью (273 Гц).

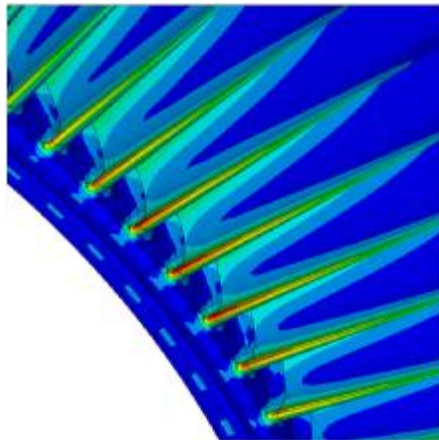


Рис. 5 – Форма интенсивности напряжений при веерных колебаниях с 3-мя узловыми диаметрами колеса с разрезной связью (190 Гц).

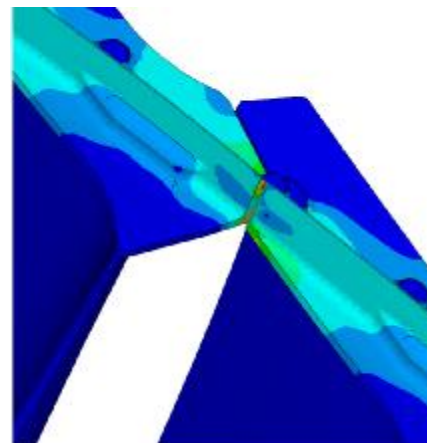


Рис. 6 – Локализация напряжений в полке в случае сплошной связки. Форма колебаний с двумя узловыми диаметрами.

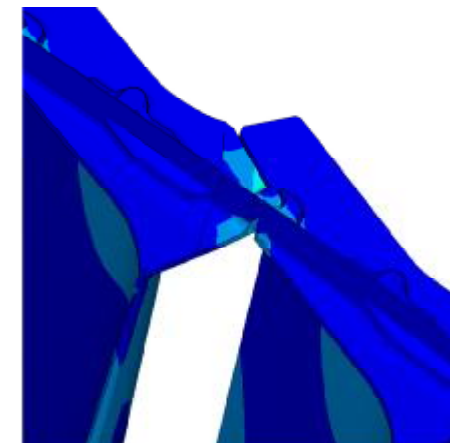


Рис. 7 – Локализация напряжений в полке в случае разрезной связки. Форма колебаний с двумя узловыми диаметрами.

2. Локализация вибрационных напряжений в монокристаллических охлаждаемых лопатках

Построение адекватных моделей охлаждаемых лопаток требует учета большого числа факторов: сложной геометрической формы, неоднородности материала, температурных полей, влияния вращения и др. Наиболее приемлемыми для таких объектов являются трехмерные конечноэлементные модели. Причем возникает необходимость использования конечных элементов высокого порядка, учитывающих анизотропию материала. При рассмотрении колебаний единичной лопатки все внимание уделяется сложной геометрической форме и особенностям структуры объекта. При этом анализируются частотные характеристики и особенности форм перемещений и напряжений в зависимости от особенности конструкции лопатки и условий ее работы. Выявляются зоны наибольших деформаций и локализации вибрационных напряжений.

Охлаждаемые лопатки имеют различные типы внутренних охлаждающих каналов. В случае сравнительно простых радиальных охлаждающих каналов при построении расчетной модели могут быть эффективно использованы изопараметрические шестигранные конечные элементы в криволинейной системе координат. Сравнительно небольшое число таких элементов позволяет получить результаты анализа частот и форм колебаний с достаточной точностью. На основании этих результатов могут быть выявлены зоны локализации вибрационных напряжений [12,13]. При этом оказывается, что в ряде случаев максимальная локализация напряжений наблюдается не на поверхности лопатки, а на поверхности охлаждающих

каналов, особенно в местах их стыка со стенками лопаток. Это, по-видимому, объясняется тем, что поверхности охлаждающих каналов имеют более низкую температуру, и соответственно, более высокие модули упругости, чем поверхность лопаток. В лопатках с более сложной системой охлаждающих каналов также следует ожидать локализации напряжений на поверхности каналов. Моделирование колебаний таких систем требует построения расчетной схемы достаточно подробно отражающей геометрию конструкции.

Проводились исследования колебаний охлаждаемой лопатки ГТД с системой каналов охлаждения в виде вихревой матрицы (рис. 8). Материал лопатки представляет монокристаллическую структуру на основе никелевого сплава, который характеризуется гранецентрированной кубической (ГЦК) решеткой (Рис. 9).

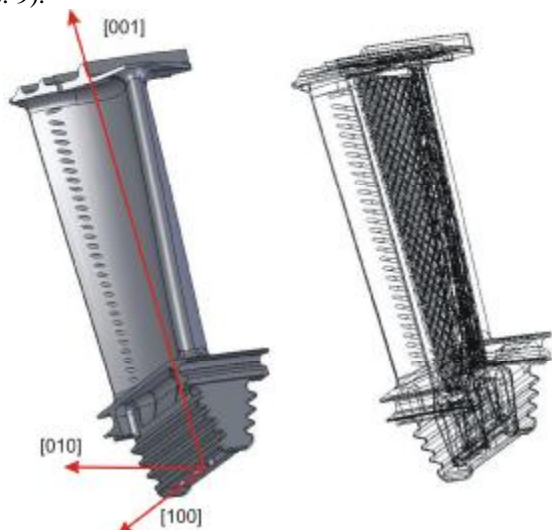


Рис. 8 – Геометрия лопатки и схема расположения осей кристаллографической ориентации

Исходная ориентация монокристалла – $\langle 001 \rangle$. Проводится варьирование азимутальной ориентации с целью выявления ее влияния на параметры колебаний. Так как структура кристалла представляет собой гранецентрированную кубическую (ГЦК) решетку, то достаточно рассмотреть диапазон угла 90° . Исходная ориентация была таковой, что направление $[001]$ совпадало с осью пера лопатки, $[100]$ – параллельно хвостовику лопатки, а $[010]$ – соответственно перпендикулярно плоскости, образуемой $[001]$ и $[100]$ (Рис. 8). Азимутальное и аксиальные направления варьировались в пределах от -45° до 45° .

Материал лопатки – жаропрочный никелевый сплав ЖС6Ф. Его упругие константы для холодной (20°C) лопатки [13], преобразованные к виду

технических упругих констант, составили: $E=139607$ МПа, $\nu=0,3833$, $G=129524$ МПа. Рационально задавать свойства ГЦК-решетки, указав ортотропные свойства материала. Модули упругости, коэффициенты Пуассона и модули сдвига задаются одинаковыми в трех направлениях, но независимыми друг от друга. Для этого не обязательно использовать специальные анизотропные конечные элементы, а достаточно обычных элементов, поддерживающих ортотропию (например SOLID45 и SOLID95).

При построении расчетной модели были использованы элементы, удовлетворяющие критериям качества элементов (соотношение сторон, значение Якобиана и др.). Это позволило достичь приемлемого описания распределения напряжений в каналах сложной формы при сравнительно умеренном количестве элементов (около $5 \cdot 10^5$).

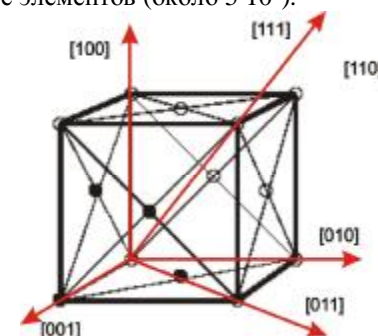


Рис. 9 – Структура монокристалла

На лопатку налагаются ограничения перемещений в зонах контакта в замке. Строго говоря, при расчете спектра собственных частот и форм, необходимо учитывать температурную неоднородность, центробежные нагрузки и усилия натяга в бандажных полках. Зависимости упругих констант от температуры, приведенные в [9], позволяют учитывать неоднородность материала, связанную с неоднородностью температурных полей. Но на данном этапе была рассмотрена холодная (20°C) ненагруженная лопатка с целью лучшей верификации методики расчета сложных моделей.

Был проведен анализ сходимости метода расчета с увеличением числа степеней свободы (ЧСС). Результаты расчета модели с наибольшим ЧСС (2 747 526) были приняты за "точное" значение, с которым сравнивались результаты расчета модели с меньшим ЧСС. График изменения относительной погрешности для нижних 10 частот при увеличении числа степеней свободы представлен на рис.10. Видно, что при достижении ЧСС 1,7 млн, относительная погрешность для 10 нижних частот лежит в пределах 1%, что можно считать удовлетворительным.

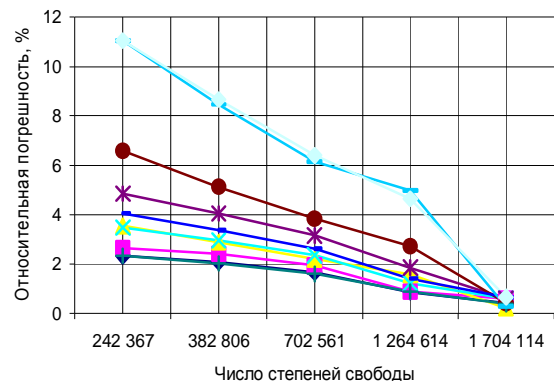


Рис. 10 – Сходимость решения (10 низших частот) с увеличением степени дискретизации

Для модели лопатки был проведен анализ возможной локализации напряжений при различных формах колебаний. На рис. 11 показаны поля суммарных перемещений (а) и интенсивностей напряжений (б, в) для первой формы колебаний лопатки. На рис. 11 (б) снята часть входной кромки чтобы показать место локализации напряжений в теле лопатки. На рис. 11 (в) показаны зоны локализации напряжений на пересечении стенок охлаждающих каналов.

На некоторых формах колебаний зоны локализации напряжений возникают в замковом соединении и на полках. На рис. 12 показаны поля перемещений (а) и зона локализации напряжений в замковом соединении лопатки (б) при четвертой форме колебаний.

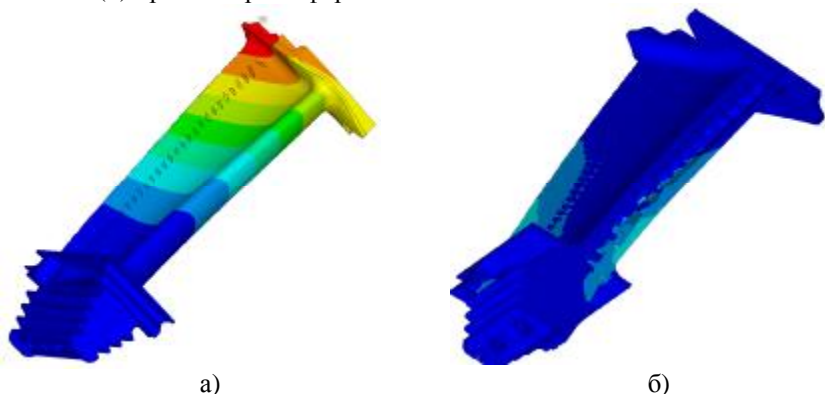


Рис. 11 – Перемещения (а) и интенсивности напряжений (б) при первой форме колебаний лопатки с частотой 642 Гц.

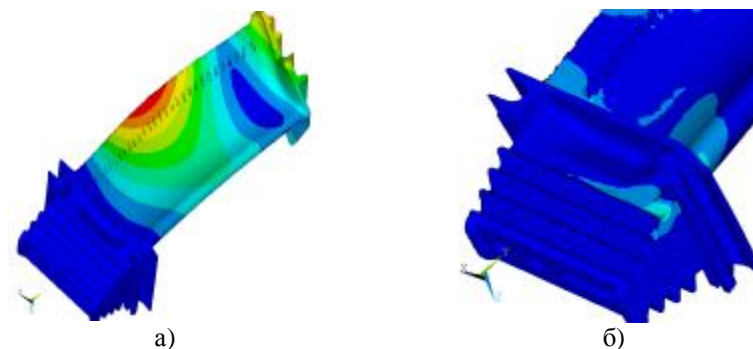


Рис. 12 – Перемещения (а) и интенсивности напряжений (б) при четвертой форме колебаний лопатки с частотой 3437 Гц.

На рис. 13 приведены поля перемещений (а) и зона локализации напряжений в элементах лабиринтного уплотнения на полке (б) при восьмой форме колебаний. В зависимости от формы колебаний локализация напряжений возникает в различных зонах: на поверхности спинки (особенно у основания пера), на входной кромке лопатки, а также в замковом соединении, на внутренних поверхностях лопатки (стенки охлаждающих каналов), вокруг выводящих охлаждающую жидкость отверстий.

Проводится сравнение частот колебаний лопатки в случаях равноосного материала (поликристалл) и ориентированного монокристалла (Табл. 1).

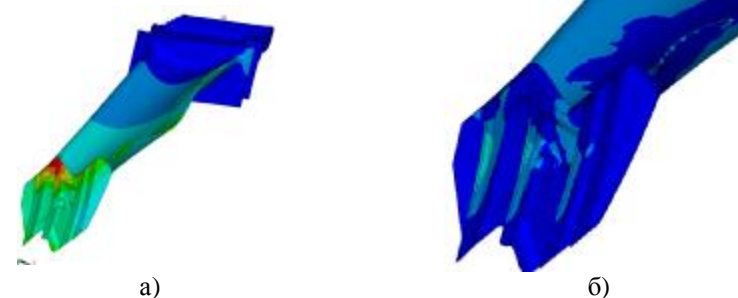


Рис. 13 – Восьмая форма колебаний лопатки с частотой 9111 Гц: а) перемещения, б) интенсивности напряжений.

На всех формах колебаний собственные частоты для монокристаллического сплава существенно выше, чем для поликристаллического. Особенно сильно это проявляется при преимущественно крутильных колебаниях (изменение частоты до 50%).

Были проведены численные исследования влияния азимутальной и аксиальной ориентации на собственные частоты колебаний. Максимальные изменения частот представлены в таблице 2. Видно, что изменение угла азимутальной ориентации меняет собственные частоты незначительно. Однако даже это незначительное влияние имеет ряд своих закономерностей.

Таблица 1 – Сравнение собственных частот колебаний лопатки для поликристаллического и ориентированного монокристаллического материалов.

Номер частоты	Собственные частоты лопатки, Гц		Различие частот δ , %
	Поликристаллический сплав (f1)	Монокристаллический сплав (f2)	
1	613.51	642.17	4.7
2	1415.9	1559.9	10.1
3	2075.7	3089.1	48.8
4	3135.2	3436.8	9.6
5	5214.7	6835.7	31
6	6510.8	7916.9	21.6
7	7183.1	8266.7	15.1
8	8075.5	9111.4	12.8
9	9127.1	11775	29
10	9653.3	11998	24.3

Гораздо более существенное изменение собственных частот вызывает изменение аксиальной ориентации (повороты относительно осей [100] и [010]). Формы колебаний имеют сложный пространственный характер, но в них просматриваются простые составляющие – изгибные, крутильные, продольные. Для преимущественно изгибных колебаний лопатки отклонение азимутальной ориентации от исходной как правило приводит к увеличению собственной частоты (Рис. 14), тогда как для преимущественно крутильных колебаний наблюдается обратная тенденция – отклонение приводит к уменьшению собственных частот (Рис. 15). Для более сложных форм, например преимущественно изгибно-крутильной формы с двумя узлами, наблюдаются и более сложные зависимости частоты от угла азимутальной ориентации (Рис. 16).

Таблица 2 – Изменение собственных частот лопатки при изменении направления КГО относительно каждой из осей

Номер частоты	Максимальное отклонение частот, %		
	[100]	[010]	[001]
1	25,8	23,4	0,7
2	21,2	11,6	0,6
3	11,2	27,3	0,45
4	17,2	15,7	0,2
5	5,6	10,8	0,9
6	4,5	5,8	0,9
7	14,7	8,5	0,1
8	17	15,7	1,6
9	1,4	7,1	4
10	1,2	5,6	0,8

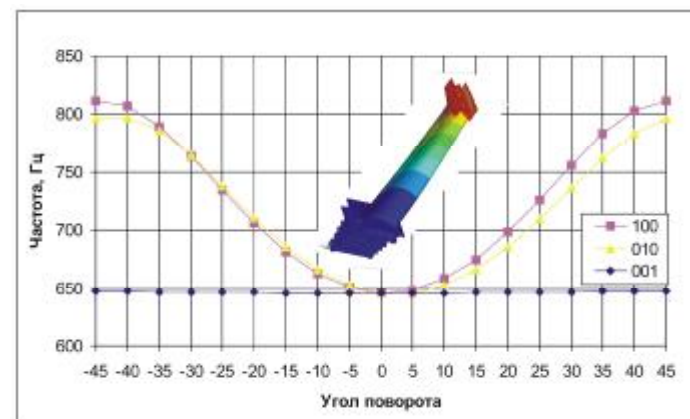


Рис. 14 – Изменение первой собственной частоты в зависимости от изменения угла азимутальной и аксиальной ориентации. Преимущественно изгибные колебания.

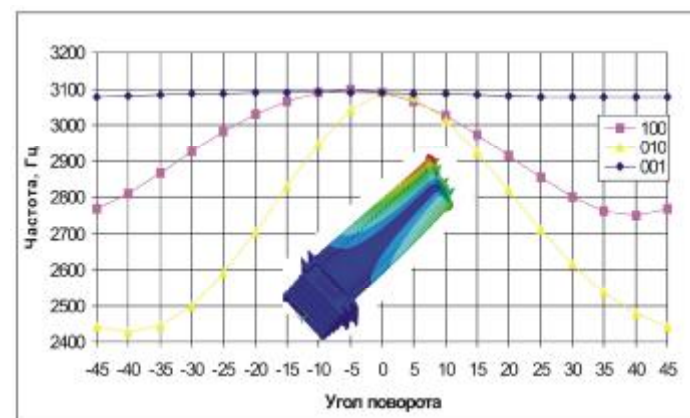


Рис. 15 – Изменение третьей собственной частоты в зависимости от изменения угла азимутальной и аксиальной ориентации. Преимущественно крутильные колебания.

При изменении угла азимутальной ориентации формы колебаний изменяются слабо. В зависимости от формы колебаний локализация напряжений возникает в различных зонах: на поверхности спинки (особенно у основания пера), на входной кромке лопатки, а также в замковом соединении, на внутренних поверхностях лопатки (стенки охлаждающих каналов), вокруг выводящих охлаждающую жидкость отверстий.

На рис. 17 представлены зоны локализации напряжений для разных форм колебаний. Особо следует отметить наличие зон локализации напряжений на внутренней поверхности лопатки - на охлаждающих каналах и на выходных отверстиях, расположенных на корыте лопатки. В зависимости

от формы колебаний, области локализации напряжений смещаются выше или ниже вдоль оси лопатки, а также могут смещаться по профилю.

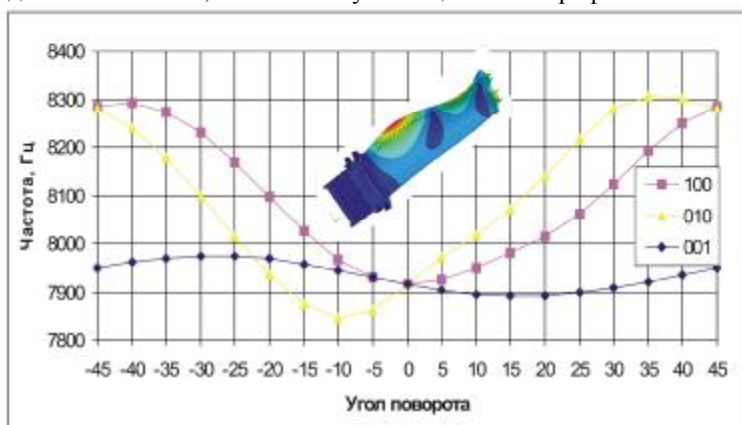


Рис. 16 – Изменение шестой собственной частоты в зависимости от изменения угла азимутальной и аксиальной ориентации. Преимущественно изгибно-крутильные колебания.

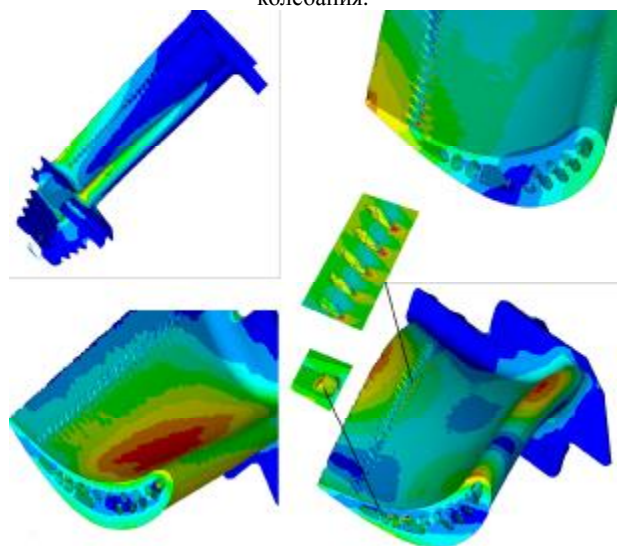


Рис. 17 – Локализации интенсивностей напряжений на различных формах колебаний лопатки.

Выводы

В результате исследований показано, что при проскальзывании полок спектр собственных частот рабочего колеса существенно изменяется. Собственные частоты снижаются и возникают зоны их сгущения. Это

происходит за счет изменения форм колебаний системы, которая становится менее жесткой, приобретая новые степени свободы.

Кроме того, при проскальзывании полок изменяется характер распределения форм вибрационных напряжений. Если для случая сплошных связей максимальные напряжения располагаются в зоне контакта полок, то при проскальзывании полок уровень локализации напряжений в этих зонах резко снижается. Часто при этом наибольшие напряжения перемещаются к корню лопаток. Однако, в целом, при проскальзывании полок распределение напряжений оказывается более благоприятным, чем в случае сплошных связей. При этом исчезают зоны резко выраженной локализации напряжений. Таким образом, следует выбирать уровень натяга полок, который обеспечивает их проскальзывание при колебаниях системы.

Использованная расчетная схема позволяет выявить влияние кристаллографической ориентации на параметры колебаний и появление зон локализации напряжений в лопатке с системой охлаждающих каналов в виде вихревой матрицы.

Список литературы: 1. Воробьев Ю.С., Янецки С. и др. Анализ колебаний турбинного лопаточного аппарата со связями на основе трехмерных моделей / Ю.С. Воробьев, С. Янецки, Е.В. Тишковец, С.П. Канило // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. - №4(20) - С. 19-23. 2. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю. и др. Локализация вибрационных напряжений в рабочем колесе турбины с различными вариантами бандажной связи / Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н., Чепиженко С.В.// Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – №4(6). – С. 83-86. 3. Janecki S., Krawczuk M. Dynamics of steam turbine rotor blading. Part1. Single blades and packets. Wroclaw-Warszawa-Krakow: Wyd. PAN, 1998.- 381 p. 4. Rzakdowsky R.. Dynamics of steam turbine rotor blading. Part2. Bladed disks. Wroclaw-Warszawa-Krakow: Wyd. PAN, 1998.- 220 p. 5. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – К.:Наукдумка, 1988. – 224с. 6. Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел. – Киев: Наукова думка, 1988. – 264 с. 7. Ножницкий Ю.А., Голубовский Е.Р. Монокристаллические рабочие лопатки высокотемпературных турбин перспективных ГТД // Авиационно-космическая техника и технология, 2006, №9(35) – С.117-123. 8. Голубовский Е.Р., Светлов И.Л., Хвацкий К.К. Закономерности изменения аксиальной и азимутальной анизотропии прочностных характеристик монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов для лопатки ГТД // Авиационно-космическая техника и технология, 2005, №10(26) – С.50-54. 9. Петухов А.Н., Голубовский Е.Р., Басов К.А. Частотные характеристики и формы колебаний монокристаллических образцов и охлаждаемых лопаток турбин с различной кристаллографической ориентацией // Авиационно-космическая техника и технология, 2006, №8(34). – С.50-56. 10. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В. Особенности влияния кристаллографической ориентации на усталостную прочность монокристаллических рабочих лопаток турбин // Авиационно-космическая техника и технология, 2005, №10(26). – С.55-59. 11. Мельникова Г.В., Шорр Б.Ф. и др. Влияние кристаллографической ориентации монокристалла и ее технологического разброса на частотный спектр турбинных лопаток / Мельникова Г.В., Шорр Б.Ф., Магеррамова Л.А., Протопопова Д.А.// Авиационно-космическая техника и технология. 2001, Выпуск 26. – С. 140-144. 12. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю. и др.. Моделирование колебаний охлаждаемых лопаток газовых турбин / Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н.// Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 9(45). – С. 12-15. 13. Шалин Р.Е., Светлов И.Л., Качанов Е.Б. и др. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов. – М.:Машиностроение, 1997. – 336 с. 14. Ansys 11.0 Documentation. – Houston: Swanson Anisyls Systems, Inc. – 2007.

Поступила в редколлегию 15.05.2008