

На правах рукописи

ФЕДОРОВ Илья Михайлович

**ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ МАТЕМАТИЧЕСКИХ
МОДЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
И ОПТИМИЗАЦИЯ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН**

Специальности: 05.13.18 – Математическое моделирование, численные
методы и комплексы программ
01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и
аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Москва – 2008

Работа выполнена в Московском государственном техническом
университете им. Н. Э. Баумана

Научный руководитель: д.т.н., проф. Темис Ю. М.

Официальные оппоненты: д.ф.-м.н., проф. Сейранян А.П.
д.т.н., проф. Гуськов А.М.

Ведущая организация: Институт Прикладной Математики
им. М.В. Келдыша Российской ака-
демии наук

Защита диссертации состоится «__» октября 2008 года
в 13 часов 00 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.141.15
при Московском государственном техническом университете им. Н. Э.
Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью ор-
ганизации, просим высылать по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская
ул., д. 5, МГТУ им. Н. Э. Баумана, ученому секретарю совета
Д 212.141.15, ФН-2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им.
Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «10» сентября 2008 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,

к.т.н., доцент



Аттетков А.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Диссертационная работа посвящена численному исследованию особенностей динамической потери устойчивости стержней и лопаток турбомашин и разработке методики их оптимизации по критерию устойчивости. Фундаментальные результаты по исследованию динамической устойчивости и оптимизации таких систем получены в работах В. В. Болотина, В. И. Феодосьева, Г. Циглера, А. П. Сейраняна, А. А. Хорикова, В. А. Светлицкого, С. В. Аринчева, Н. В. Баничука, В. Б. Гринева, А. П. Филиппова, А. В. Шринивасана и др. Актуальность работы связана с тем, что в ней на основе аналогии между активно разрабатываемой в настоящее время задачей анализа устойчивости механических систем, зависящих от параметров и нагруженных неконсервативными силами, и важной в плане практического применения задачей моделирования аэроупругой неустойчивости лопаток турбомашин проводится исследование особенностей динамической потери устойчивости этих технических объектов и разработка методики их оптимизации по критерию устойчивости. Не менее важным является проведенное в работе построение математических моделей таких технических объектов и выбор численных методов их анализа.

Цель и задачи исследования. Цель работы состоит в развитии методики численного анализа динамической устойчивости и оптимального проектирования конструкций при их нагружении неконсервативными силами. Работа направлена на практическое применение анализа бифуркаций собственных значений с целью повышения нагрузки потери устойчивости для ряда расчетных схем нагружения стержней следящими силами и моделирования изгибно-крутильного флаттера лопаток турбин газотурбинных установок. Для достижения поставленной цели потребовалось решение следующих основных задач:

1. Сравнение численных методов анализа динамической устойчивости стержней, нагруженных следящими силами.
2. Разработка модифицированного нелинейного конечного элемента закрученного стержня, позволяющего учесть различие положений центров тяжести и изгиба поперечного сечения стержня.
3. Численное моделирование изгибно-крутильного флаттера лопатки турбомашин.
4. Численная оптимизация формы стержней, нагруженных следящей силой, и пера лопатки турбомашин по критерию устойчивости.

Методы исследования. В теоретических исследованиях применялись фундаментальные положения теории упругой устойчивости и механики стержней, а также вариационные принципы. При численном моделировании использовались вариационные и разностные методы анализа динамики конструкций, методы решения больших разреженных систем линейных уравнений, методы определения собственных значений заполненных и больших разреженных матриц, методы вычислительной газовой динамики. Для оптимизации конструкций применялись методы нелинейного программирования.

Достоверность и обоснованность результатов основаны на корректном использовании методов механики деформируемого твердого тела и газовой динамики, вариационных принципов, строгости применяемых математических методов. Сформулированные в работе допущения обоснованы путем их содержательного анализа и методами применяемого математического аппарата. Достоверность подтверждается соответствием результатов численного анализа устойчивости стержней и деформирования закрученных стержней с данными других авторов, полученными численно, аналитически и экспериментально.

Научная новизна. В рамках реализации методов анализа динамической устойчивости и оптимального проектирования стержней и лопаток турбомашин выполнено сравнение численных методов анализа устойчивости стержней переменного поперечного сечения при неконсервативном нагружении. На основе результатов этого сравнения разработан учитывающий разницу положений центров изгиба и кручения сечений лопатки геометрически нелинейный конечный элемент предварительно закрученного стержня для экспресс-анализа собственных частот и напряженно-деформированного состояния лопаток турбомашин. С использованием созданного конечного элемента разработана методика численного моделирования изгибно-крутильного флаттера лопаток турбомашин и показано, что несмотря на сравнительно высокую жесткость и плотность материала лопатки турбины стационарной газотурбинной установки подобный вид флаттера может возникнуть у нее в зоне рабочих режимов. Продемонстрировано, что возникновению флаттера такого типа способствует сближение частот крутильной и изгибной форм колебаний консервативной системы.

Методами оптимального проектирования получены новые оптимизированные формы консольного и свободного стержней, а также стержня с дополнительной опорой в задачах их устойчивости при нагружении следящей силой. Осуществлено повышение запаса динамической устойчивости лопатки турбины газотурбинной установки к изгибно-крутильному флаттеру при условии постоянства центробежной нагрузки и заданных геометрических ограничениях.

Практическая и теоретическая ценность. Полученные в диссертации результаты могут быть применены при численном анализе устойчивости распределенных неконсервативных систем и их оптимизации по критерию устойчивости. Эти результаты были учтены при разработке методики оценки запаса динамической устойчивости лопаток стационарных газотурбинных установок большой мощности, проектируемых компанией ООО «СП «Альстом Пауэр Унитурбо».

На защиту выносятся следующие положения:

- Сравнение численных методов анализа устойчивости стержней при неконсервативном нагружении.
- Разработка учитывающего разницу положений центров изгиба и кручения сечений лопатки геометрически нелинейного конечного элемента предварительно закрученного стержня для экспресс-анализа собственных частот и напряженно-деформированного состояния лопаток турбомашин.

- Получение оптимизированных форм консольного и свободного стержней, а также стержня с дополнительной опорой в задачах их устойчивости при нагружении следящей силой.
- Методика численного моделирования аэроупругих колебаний лопаток турбомашин, использующая разработанный КЭ закрученного стержня; показанная с использованием этой методики принципиальная возможность возникновения классического изгибно-крутильного флаттера лопатки турбины газотурбинной установки в зоне рабочих режимов, несмотря на значительную жесткость и высокую плотность материала лопатки.
- Осуществленное с использованием методов оптимального проектирования повышение запаса динамической устойчивости лопатки турбины газотурбинной установки к изгибно-крутильному флаттеру при условии постоянства центробежной нагрузки и геометрических ограничениях.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на международной конференции «Ракетно-космическая техника. Фундаментальные и прикладные проблемы механики», (Москва, 2006); 6-й международной конференции «EURO-MECH Nonlinear Dynamics» (Санкт-Петербург, 2008); 2-й международной конференции «Physics and Control» (Санкт-Петербург, 2005); международной конференции «Nonlinear Dynamics» (Харьков, 2004); 2-й международной конференции «Nonlinear Dynamics» (Харьков, 2007); 6-й конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GMBH (Москва, 2006); 2-й научно-методической конференции аспирантов и молодых исследователей (Москва, 2008); общеуниверситетской научно-технической конференции «Студенческая весна - 2005» (Москва, 2005).

Публикации. Основные результаты диссертационной работы отражены в 10 научных работах, из них в журналах по списку ВАК – две ([6,8]). Публикации [9,10] без соавторов. Из совместных публикаций в диссертацию включен лишь тот материал, который непосредственно принадлежит диссертанту.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы и двух приложений. Диссертация изложена на 183 страницах, содержит 89 иллюстраций, 8 таблиц. Библиография включает 154 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования, основные положения, выносимые на защиту, приведены данные о структуре и объеме диссертационной работы.

В первой главе приведены необходимые понятия теории упругой устойчивости и теории стержней, дан литературный обзор и примеры анализа динамической устойчивости конструкций для сравнительно простых расчетных схем нагружения стержней следящими силами. Затем приведен обзор методов распространения стержневой модели на описание геометрически более сложных объектов – лопаток турбомашин. На основании анализа литературных источников по проблеме флаттера лопаток

турбомашин установлено, что из всего многообразия разновидностей аэроупругой неустойчивости изгибно-крутильный флаттер (близкий по своей природе к флаттеру крыла самолета) представляет наибольший интерес с точки зрения математического моделирования, так как он наименее исследован среди типов флаттера, способных возникнуть в области расчетных режимов эксплуатации. Показано, что несмотря на указанную С.Г. Самойловичем и Г. Фершингом затруднительность возникновения изгибно-крутильного флаттера лопатки из-за высокой по сравнению с крылом жесткости и плотности ее материала, изгибно-крутильный флаттер лопаток все же способен возникнуть. При этом фактором, провоцирующим возникновение изгибно-крутильного флаттера, согласно работам А.А. Хорикова и О. Бендиксена является сближение частот изгибной и крутильной форм колебаний лопатки под воздействием центробежной нагрузки, определенных без учета неконсервативной составляющей газовых сил. В первой главе диссертации также устанавливается взаимосвязь задач исследования динамической устойчивости стержней и флаттера лопаток турбомашин, как частных случаев динамической неустойчивости Андронова-Хопфа.

Вторая глава посвящена сравнению численных методов анализа динамической устойчивости прямых стержней переменного двусимметричного поперечного сечения, что позволяет выбрать наиболее пригодный численный метод и его параметры дискретизации как для оптимального проектирования таких стержней, так и для расчета лопаток турбомашин по стержневым моделям.

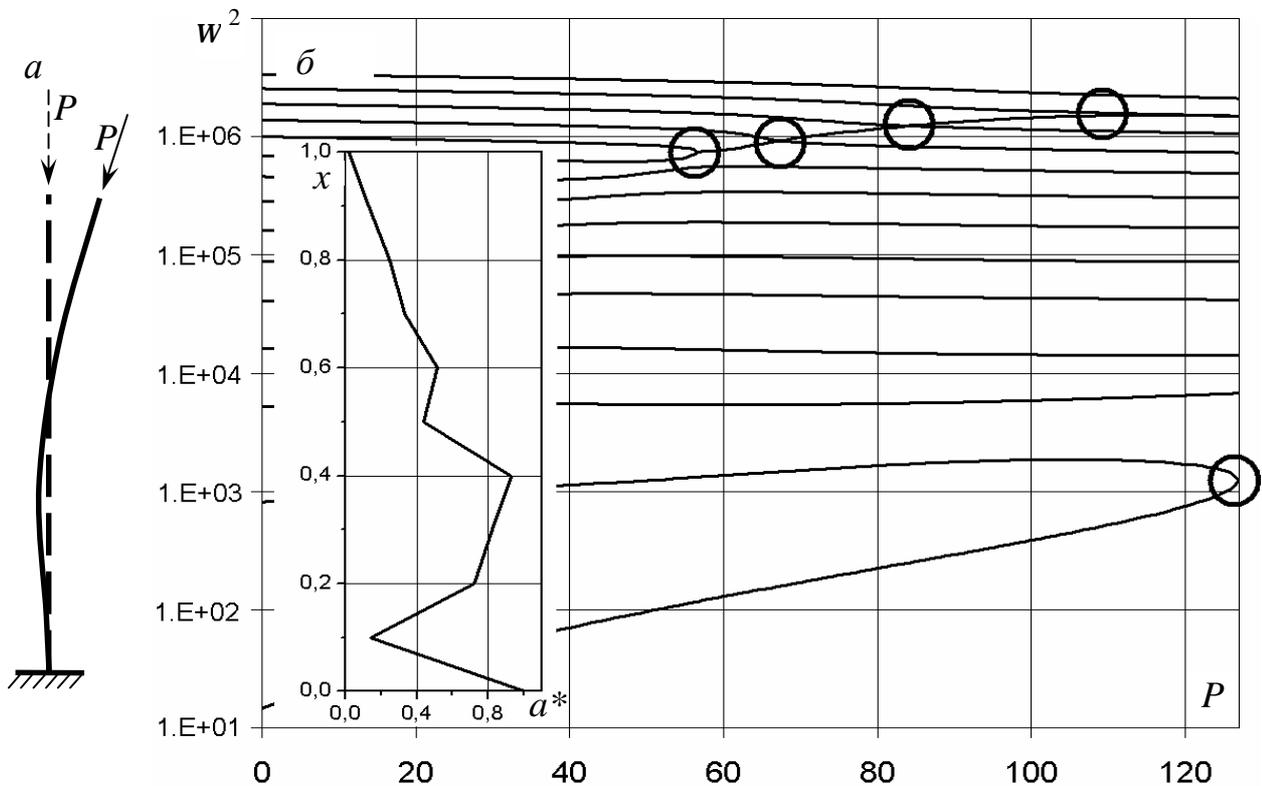


Рис.1

Анализ устойчивости стержня переменного поперечного сечения, нагруженного следящей силой, сводится к определению зависимости

собственных частот колебаний стержня от величины нагрузки (рис.1,а - пример расчетной схемы нагружения консольно закрепленного стержня). Рис. 1,б – очертания нагруженного согласно схеме рис. 1,а стержня квадратного сечения с нормированной стороной a^* вдоль его длины x и зависимость квадратов собственных частот колебаний этого стержня w^2 от силы P . Точки взаимодействия собственных частот, сопровождающиеся динамической потерей устойчивости, на рис. 1,б обведены.

С ростом нагрузки в общем случае возможно различное поведение собственных частот колебаний стержня:

- обращение собственной частоты в 0 – статическая потеря устойчивости (дивергенция);
- существование собственной частоты стержня $w = a + ib$, где $a > 0$, соответствующее появлению формы колебаний с нарастающей амплитудой – динамической неустойчивости (флаттеру);
- на практике в отсутствие демпфирования точка появления частоты с положительной действительной частью соответствует точке совпадения ветвей собственных частот (на рис.1б такие совпадения обведены).

Для стержней переменного поперечного сечения в общем случае анализ устойчивости можно провести только численно. Для решения этой задачи применяют ряд различных численных методов, каждый из которых обладает своим набором параметров дискретизации, а именно: метод И.Г. Бубнова – Б.Г. Галеркина с полиномиальными базисными функциями; метод конечных элементов; вариационно – разностный метод; метод сагиттарной функции Л. Д. Акуленко, С. В. Нестерова. Сравнение точности и эффективности данных методов позволило установить, что:

- Результаты анализа устойчивости стержней переменного поперечного сечения в зависимости от выбранного метода анализа и параметров дискретизации могут отличаться не только количественно, но и качественно.
- Метод Бубнова-Галеркина с рассмотренными полиномиальными базисными функциями хуже всего подходит для анализа устойчивости стержней с сильно меняющимся поперечным сечением, его применение требует внимания и критического анализа результатов.
- Вариационно-разностный метод и метод конечных элементов продуктивны и приводят к качественно верным результатам при числе конечных элементов более 40 и более 500 точек разностной схемы.
- Метод сагиттарной функции показал высокую эффективность при проверке точности получаемых решений и должен использоваться для проверки результатов оптимизации стержней.

Третья глава посвящена модификации конечного элемента закрученного стержня для повышения точности расчета динамики лопаток турбомашин с использованием стержневых моделей.

При необходимости проведения серии однотипных расчетов лопаток турбомашин (рис.2,а - вид лопатки последней ступени турбины стационарной газотурбинной установки), в частности, в процессе приведения собственных частот колебаний проектируемой лопатки в соответствие с

требованиями норм прочности, для перебора множества конфигураций за ограниченное время возникает потребность в высокой скорости расчета. Этому требованию отвечают стержневые модели лопаток. В рамках такой модели лопатка представляется закрученным стержнем переменного поперечного сечения. Многие стержневые модели лопаток турбомашин, в том числе модели И. А. Биргера, Ю. С. Воробьева, Б. Ф. Шорра, Ю. М. Темиса и В. В. Карабана, предполагают совпадение центров тяжести и изгиба их поперечных сечений. Такое допущение верно для стержней двусимметричного поперечного сечения, но для стержневых моделей лопаток турбомашин данный подход вносит заметные погрешности в модель (рис. 2,б, центры тяжести и изгиба разнесены).

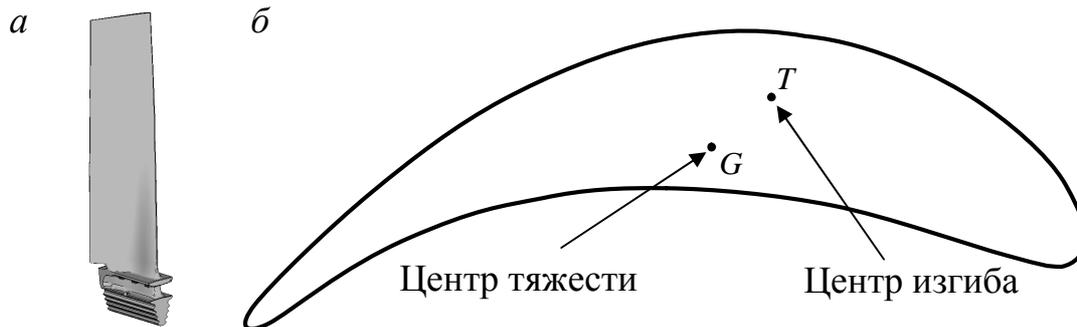


Рис. 2

Для повышения точности определения собственных частот колебаний лопаток турбомашин в диссертационной работе был разработан геометрически нелинейный конечный элемент закрученного стержня, учитывающий различие положений центров тяжести и изгиба поперечных сечений. С использованием реализованного конечного элемента закрученного стержня был создан программный комплекс расчета напряженно-деформированного состояния и собственных частот колебаний закрученных стержней и лопаток турбомашин.

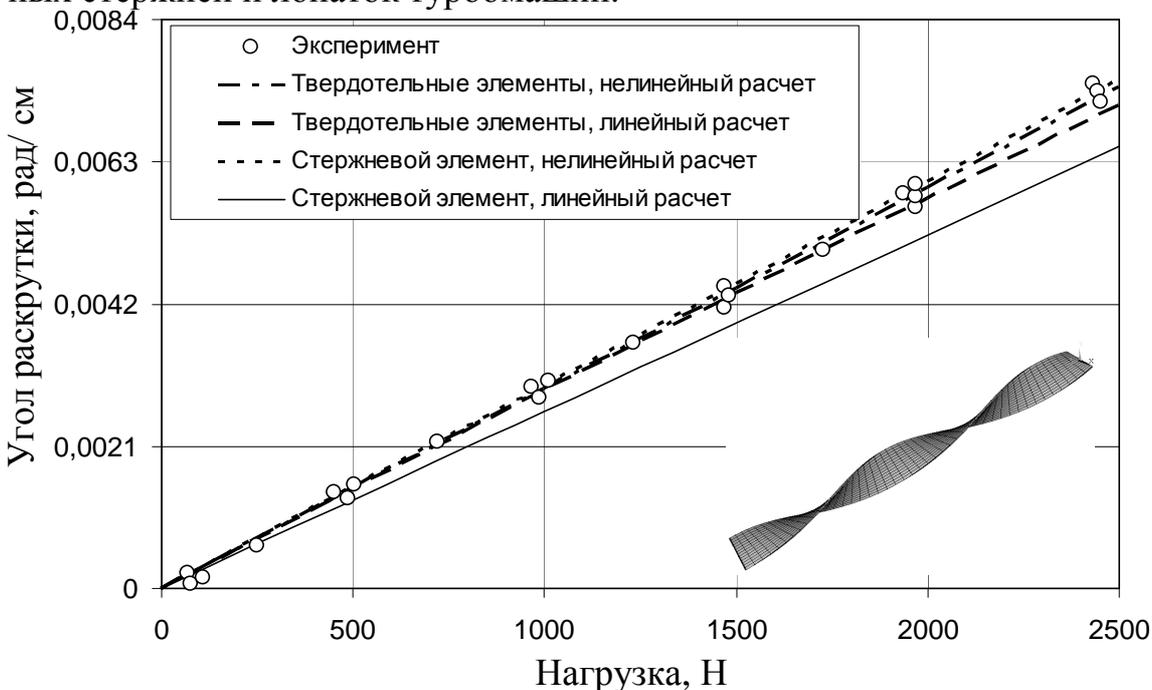


Рис. 3

Тестирование реализованного программного комплекса включало в себя:

- Численный анализ растяжения вытянутой предварительно закрученной полосы прямоугольного поперечного сечения (рис.3).
- Задачу анализа собственных частот закрученной полосы.
- Определение собственных частот колебаний лопатки последней ступени турбины газотурбинной установки (рис.4).

Результаты расчета сопоставлялись с расчетами по существующим стержневым моделям, пространственным моделям и с имеющимися экспериментальными результатами.

Определение чувствительности результатов расчета к числу используемых стержневых элементов показало, что найденная при сравнении численных методов анализа динамической устойчивости стержней степень дискретизации (более 40 элементов) обеспечивает достаточную точность определения собственных частот колебаний лопатки.

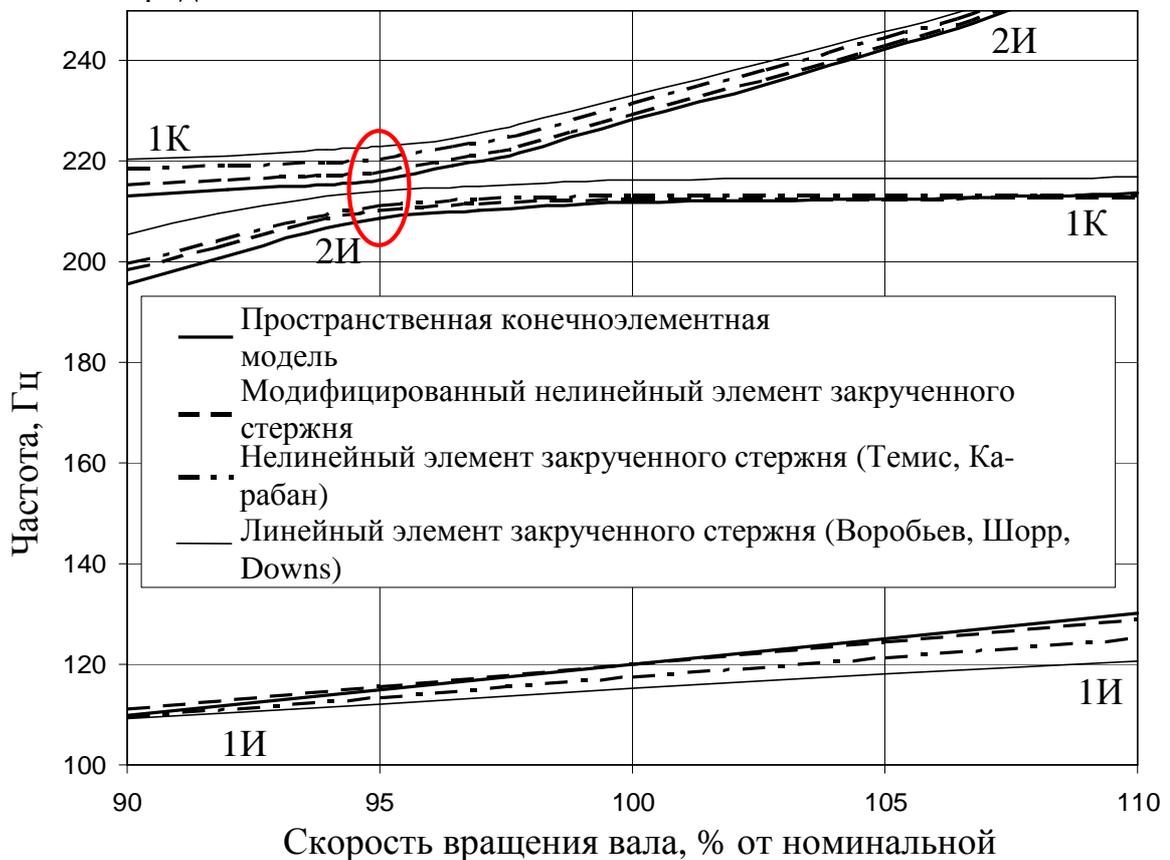


Рис. 4

Анализ области применимости разработанной стержневой модели показал, что:

- Стержневая модель обеспечивает получение приемлемых с практической точки зрения результатов (погрешность при сравнении с пространственной моделью 3-4%) при удлинении лопатки $l/b \geq 3$, где l – длина лопатки, b – наибольшая хорда ее профиля. Типичные лопатки турбин стационарных ГТУ имеют удлинение от 3 до 5.

- Исследование зависимости точности стержневой модели от степени закрученности лопатки свидетельствуют о том, что в характерном для лопаток турбомашин диапазоне величин закрученности (разнице углов установки корневого и периферийного сечений от 0 до 60°) точность предсказания частот по стержневой модели практически не изменяется.

- Точность стержневой модели практически не зависит от отношения величины хорды профиля (расстояния от входной до выходной кромки поперечного сечения лопатки) к максимальной толщине этого сечения.

В четвертой главе с использованием конечного элемента предварительно закрученного стержня и результатов сравнения различных методов моделирования флаттера лопаток турбомашин описывается и демонстрируется методика моделирования изгибно-крутильного флаттера лопатки турбины стационарной газотурбинной установки.

На основе литературного обзора задачи моделирования флаттера лопаток турбомашин демонстрируется, что при проведении качественного анализа возможности возникновения флаттера достаточно исследования поведения собственных частот колебаний лопаток при нестационарном аэродинамическом воздействии. При этом показано, что для лопаток турбин стационарных ГТУ допустимо пренебречь их механической связанностью и рассматривать квазистационарное обтекание лопаток потоком газа для вычисления действующих на совершающую колебания лопатку нестационарных газовых нагрузок.

Уравнение малых колебаний находящейся под воздействием нестационарных аэродинамических нагрузок вращающейся лопатки в конечно-элементной форме имеет вид

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}_{aero}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}), \quad (1)$$

Здесь $\mathbf{x}(t)$ - вектор узловых перемещений, \mathbf{M} – матрица масс, \mathbf{K} – матрица

жесткости, учитывающая нагружение лопатки центробежными силами в рабочих условиях, \mathbf{C} – матрица демпфирования, вектор

$$\mathbf{F}_{aero}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) = \begin{bmatrix} F_x(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) \\ F_h(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) \\ F_j(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) \end{bmatrix}$$

– вектор нестационарных аэродинамических нагрузок, вызванных колебаниями лопаток, зависящий как от их перемещений, так и от скоростей. Решение определялось в виде $\mathbf{x} = \mathbf{X}e^{-i\omega t}$, ω - частота колебаний.

Путем последовательных обоснованных допущений выражение (1) было приведено к виду

$$\{\omega^2 \mathbf{M} + (\mathbf{K} + \mathbf{K}_A)\} \mathbf{X} = 0, \quad (2)$$

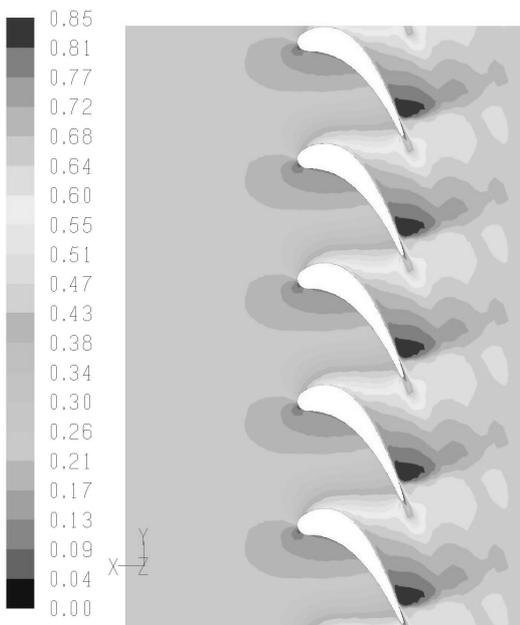


Рис. 5

где \mathbf{K}_A - матрица аэродинамической жесткости, в предположении квазистатического обтекания профиля потоком, определяющаяся из ряда последовательных газодинамических расчетов блока из 5 рядом стоящих профилей, смещающихся во времени по наперед заданной форме колебаний (рис. 5; контурами показано распределение скоростей течения, характеризующееся числом Маха). Газодинамические расчеты проводились в двумерной постановке для 5 поперечных сечений лопатки, расположенных, соответственно, на 10, 30, 50, 70 и 90% ее длины. Рассматривались уравнения Навье-Стокса с v^2 - f моделью турбулентности, реализованный в пакете вычислительной аэродинамики FLUENT 6.3. Диаграмма зависимости собственных частот колебаний модельной лопатки турбины стационарной газотурбинной установки, определенных из уравнения (2), от скорости набегающего потока V , неявным образом входящего в матрицу \mathbf{K}_A , представлена на рис. 6. Особенностью исследованной лопатки является близость (разделение частот не превышает 5% от их величины) частот ее 2-й изгибной (2И) и 1-й крутильной (1К) форм колебаний (см. рис. 4), что согласно с представлениям А.А. Хорикова и О. Бенедиксена способно спровоцировать изгибно-крутильный флаттер. Из результатов, представленных на рис. 6, следует, что при квадрате скорости течения, равном приблизительно $1.293V_{nom}^2$ (V_{nom} - номинальное значение скорости течения) ветви 2-й и 3-й собственных чисел (квадратов собственных частот, см. (2)) смыкаются. Необходимо отметить, что подобное смыкание полностью аналогично поведению собственных чисел в задаче анализа устойчивости стержня, нагруженного следящей силой. При этом возникает пара комплексно сопряженных собственных частот

$$l = g \pm id; \quad g, d > 0. \quad (3)$$

Последнее означает, что при $1.293V_{nom}^2$ существует неустойчивая форма колебаний рассматриваемой лопатки, причем скорость $V=1.137V_{nom}$ находится в зоне рабочих режимов рассматриваемой газотурбинной установки (обычно устанавливаемом в пределах 94-120% номинальной скорости).

Таким образом показано, что изгибно-крутильный флаттер может реализоваться для лопатки, испытывающей, с увеличением скорости вращения, перестройку второй изгибной и первой крутильной частот, и что механизм такого флаттера, рассчитанный в отсутствие механического и аэродинамического демпфирования, совпадает с механизмом динамической потери устойчивости стержня, нагруженного следящей силой.

В главе 4 также приведены результаты исследования влияния разности фаз между колебаниями отдельных лопаток на величину критической скорости возбуждения флаттера. На рис. 7 показана зависимость квадратов собственных частот 2-й изгибной (2И) и 1-й крутильной (1К) форм колебаний лопатки (см. рис. 6) от разности фаз между колебаниями соседних лопаток при скорости потока $(V/V_{nom})^2 = 1.293$. Из полученных результатов следует, что заключение об устойчивости либо неустойчивости лопатки зависит от заданной разницы фаз между колебаниями лопаток венца. Так как последняя точно никогда не известна, при проверке лопатки на возможность возбуждения изгибно-крутильного флаттера не-

обходимо рассматривать весь спектр возможных значений разности фаз от 0 до $\pm\pi$ с целью выявления оценки снизу величины критической нагрузки.

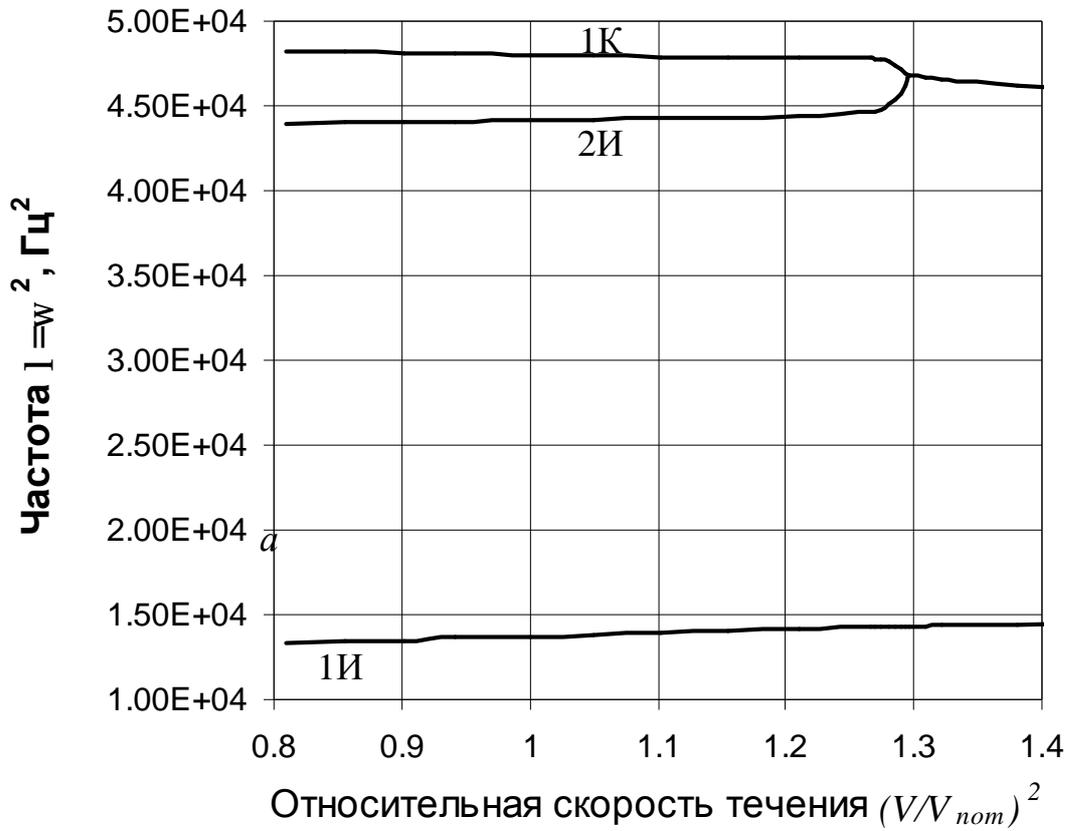


Рис. 6

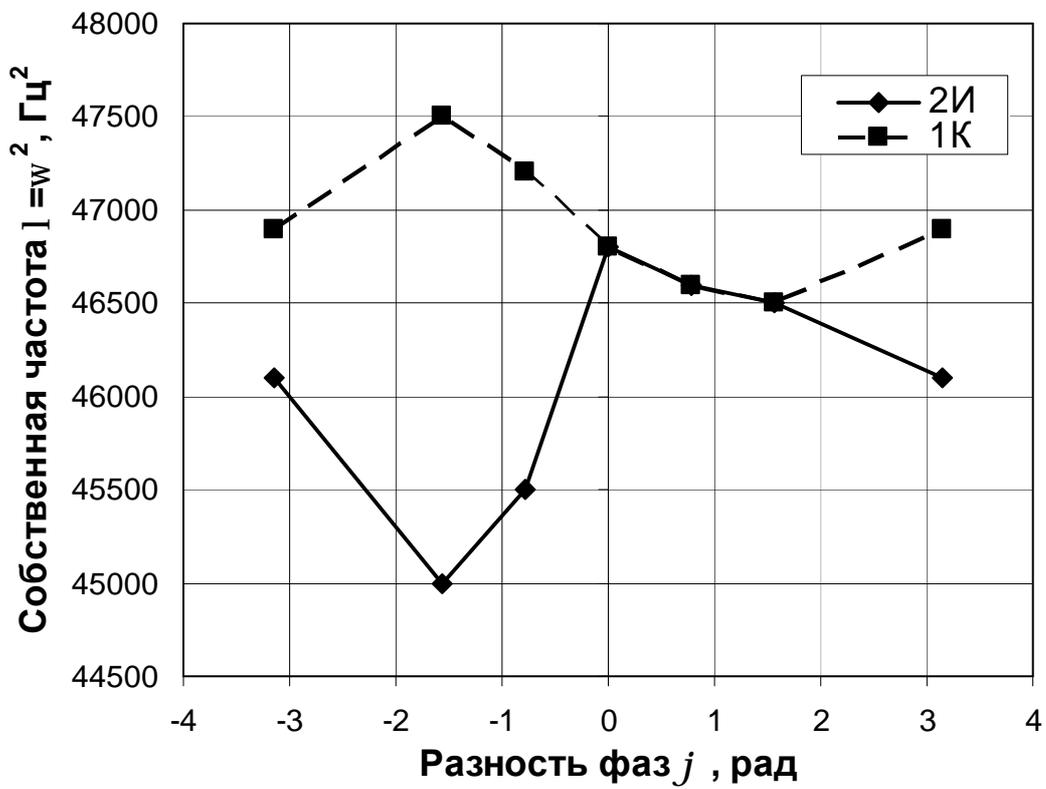


Рис. 7

Глава 5 содержит результаты применения методик расчета динамической устойчивости стержней и лопаток турбин для их оптимального проектирования по критерию устойчивости.

Оптимизация формы прямолинейных стержней двусимметричного поперечного сечения проводилась по следующей схеме:

- Целевая функция – критическая нагрузка потери устойчивости $P_{cr} = P_{cr}(p_1, \dots, p_M) \rightarrow \max$; критическая нагрузка является функцией M параметров, определяющих форму стержня.

- На стержень накладывалось изопериметрическое ограничение постоянства объема $V = \int_0^L F(x) dx = V_0 = const$; высота стержня предполагалась постоянной.

Процесс оптимального проектирования на каждой итерации заключался в решении задачи устойчивости стержня текущей конфигурации, определении его критической нагрузки; и задании новой конфигурации, не нарушающей наложенные ограничения, для следующего шага. Решение задачи оптимизации производилось методом проекции градиента с использованием определенных аналитически градиентов критической нагрузки в отношении изменения параметров, описывающих форму стержня.

С использованием описанной методики были получены оптимизированные формы консольного и свободного стержней в задачах их устойчивости при нагружении следящей силой. Эти результаты соответствуют или превосходят существующие на данный момент по кратности увеличения критической силы потери устойчивости (в 7.41 раз для консольного стержня, в 9.23 для свободного (см. рис. 8 - структура видов потери устойчивости в процессе оптимизации стержня с рис.1,а, 9 - его оптимизированная форма)).

В главе 5 также осуществлена оптимизация формы стержня с дополнительной опорой (рис. 10), что представляет особый интерес, так как при высоте опоры $h=0$ расчетная схема соответствует задаче устойчивости консольно закрепленного стержня, и стержень теряет устойчивость динамически.

Если же, напротив, опора расположена на верхнем конце стержня, она принимает на себя всю горизонтальную составляющую нагрузки, и заделанный на одном конце и шарнирно опертый на другом стержень теряет устойчивость статически под воздействием вертикальной составляющей следящей нагрузки. Таким образом, при движении опоры снизу вверх происходит переход от динамической формы потери устойчивости к статической. Проводя оптимизацию колонны с опорой для различных положений опоры, можно исследовать влияние превалирующего типа потери устойчивости на свойства оптимизированных решений.

Результаты оптимизации для различных высот опоры даны в таблице 1 ниже. Из приведенных результатов следует, что возрастанию роли статической потери устойчивости для стержня постоянного сечения с опорой соответствует снижение эффективности оптимизации.

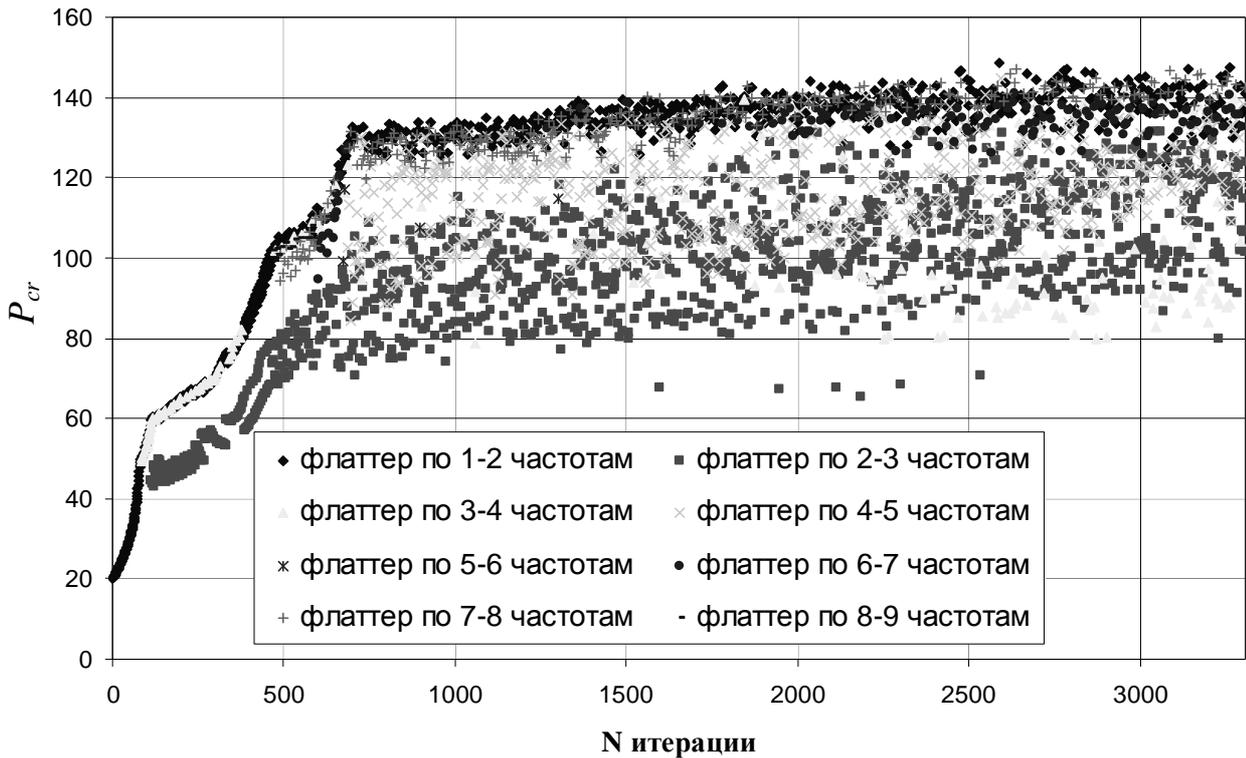


Рис. 8

В силу подобия задач анализа динамической устойчивости стержней и лопаток турбомашин, и успешного применения методов оптимизации для повышения нагрузки потери устойчивости первых, в главе 5 демонстрируется возможность использования методов оптимального проектирования для повышения запаса динамической устойчивости проектируемой лопатки турбины стационарной установки. При численной оптимизации

пера лопатки турбомашин в качестве целевой функции используется запас устойчивости $V_{marg} = V_{crit} / V_{nom}$:

$$V_{crit} = V_{crit}(b_1, c_{max1}, \dots, b_M, c_{maxM}) \rightarrow \max,$$

параметрами проектирования были избраны величины хорды b и максимальной толщины c_{max} сечений лопатки.

На лопатку накладывалось обоснованное требованиями эксплуатации изопериметрическое ограничение сохранения суммарной центробежной нагрузки, действующей на лопатку. В силу невозможности получения аналитических градиентов критической нагрузки для оптимизации был применен метод последовательного квадратичного программирования с численным определением производных первого и второго порядка целевой функции и ограничений.

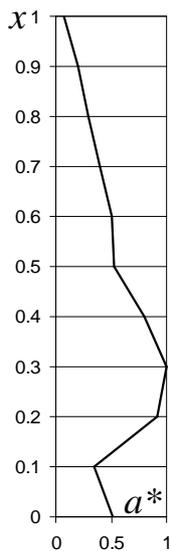


Рис. 9

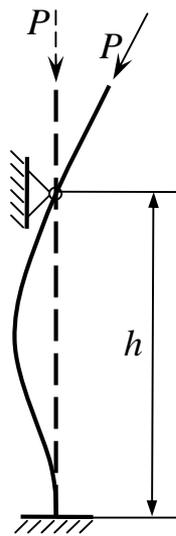


Рис.10

Таблица 1.

Результаты оптимизации стержня с дополнительной опорой

Высота опоры h/L	P_{cr} оптимизированного стержня	P_{cr} стержня постоянного сечения	$P_{cr \text{ опт.}} / P_{cr \text{ пост.}}$
0	148.62	20.05	7.412469
0.25	224.42	31.55	7.113154
0.5	168.85	80.76	2.090763
0.75	68.0	35.89	1.894678
1	28.16	20.19	1.39475

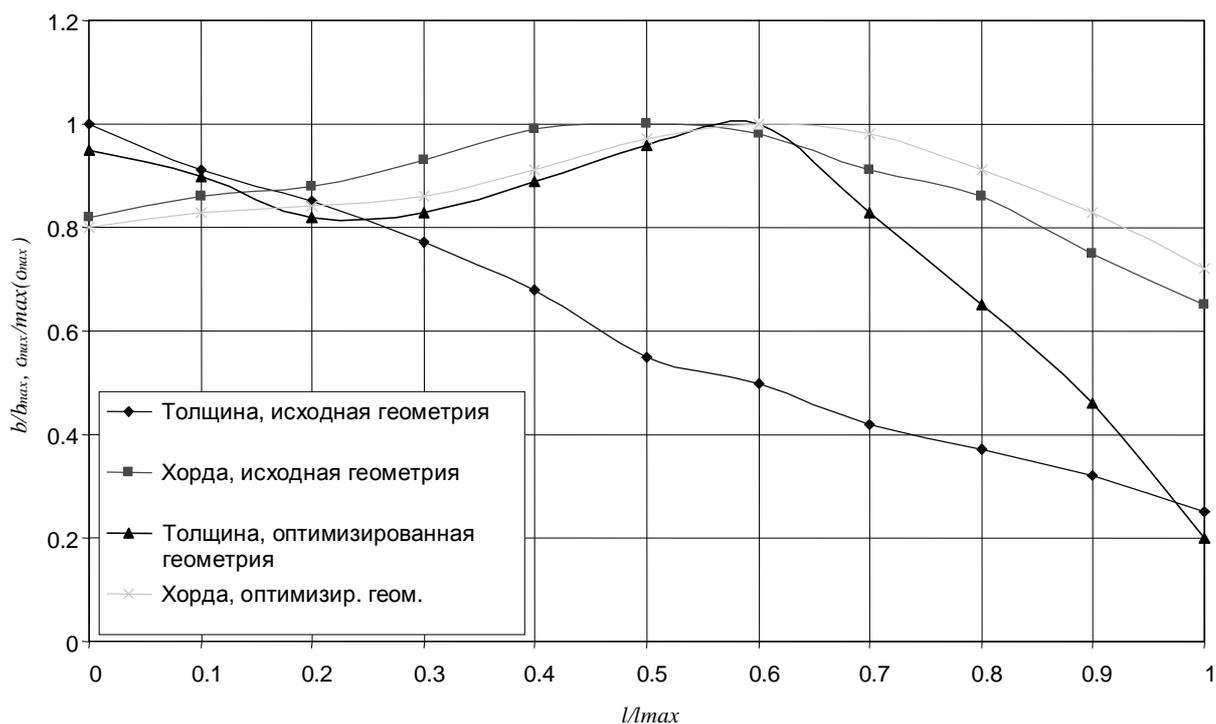


Рис. 11

Использованная методика позволила осуществить повышение запаса динамической устойчивости лопатки турбины ГТУ к изгибно-крутильному флаттеру на 42%, тем самым выведя скорость течения, при которой возможно возбуждение неустойчивой формы колебаний, за пределы рабочих режимов установки. На рис. 11 показано сравнение исходной и оптимизированной геометрий лопатки.

Важной особенностью полученных оптимизированных форм как в задаче оптимизации стержня, нагруженного критической силой, так и при повышении запаса динамической устойчивости лопатки турбомшины, является множественное взаимодействие кривых различных собственных частот на частотной диаграмме с увеличением нагрузки (рис. 12,а – частотная диаграмма для оптимизированного стержня Бека, 12,б – для оптимизированной турбинной лопатки). Оно свидетельствует о сложной геометрии области устойчивости конструкции в пространстве параметров проектирования при нагружении неконсервативными силами.

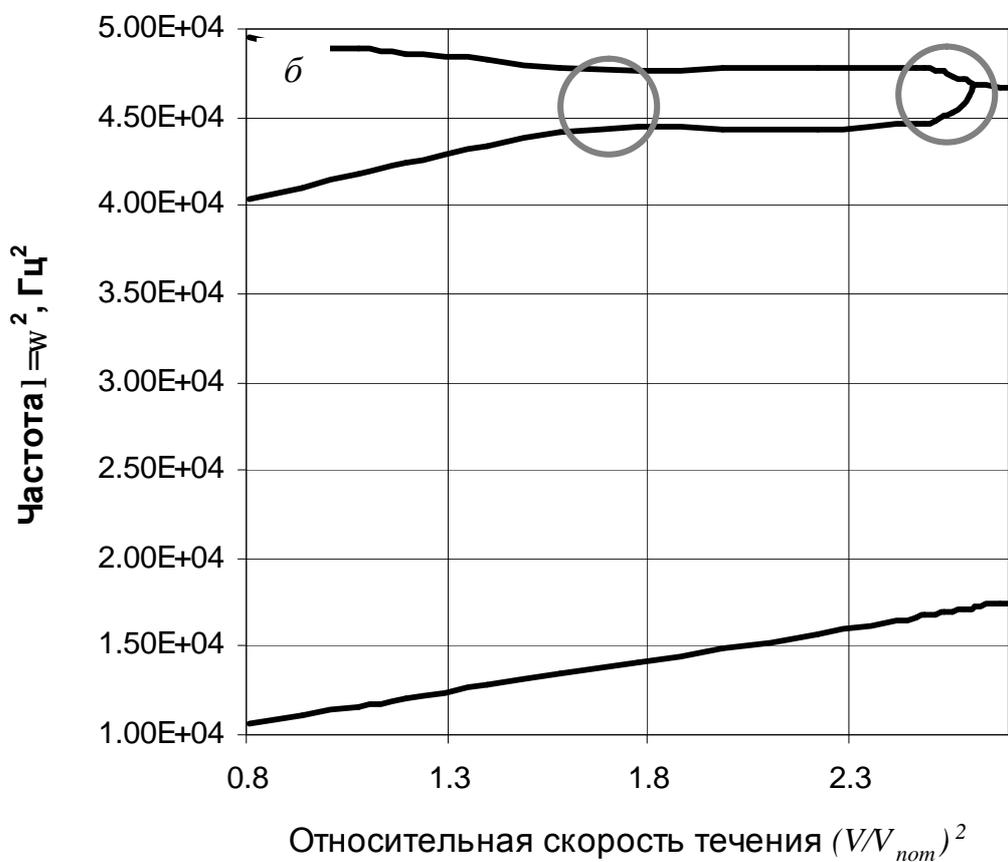
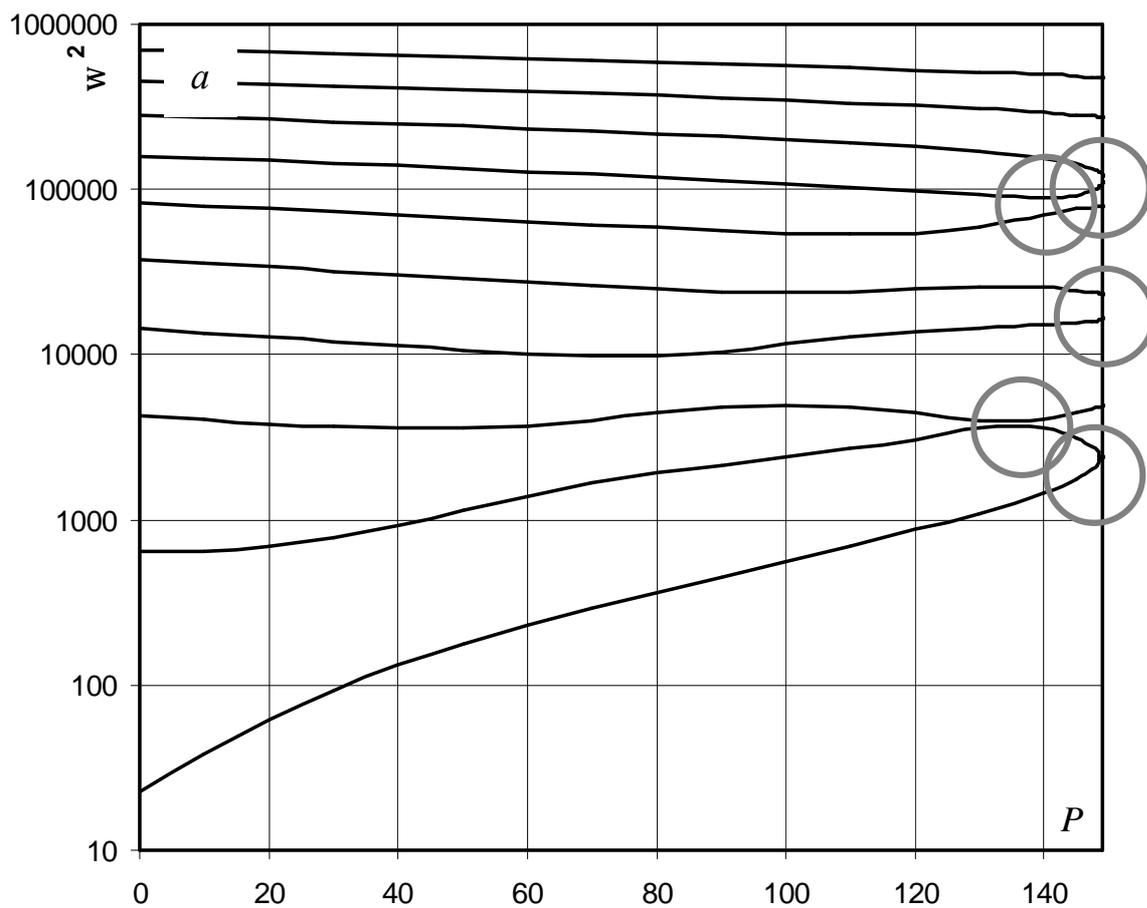


Рис. 12

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Результаты, полученные в диссертации, относятся к численному исследованию математических моделей динамической устойчивости и оптимизации стержней и лопаток турбомашин. При этом:

1. Выполнено сравнение численных методов анализа устойчивости стержней переменного поперечного сечения при неконсервативном нагружении. Показано, что МКЭ наиболее пригоден для такого анализа при использовании достаточного числа элементов (≥ 40 для рассмотренных расчетных схем).

2. Разработан учитывающий разницу положений центров изгиба и кручения сечений лопатки геометрически нелинейный конечный элемент предварительно закрученного стержня для экспресс-анализа собственных частот и НДС лопаток турбин ГТУ. Показано, что для турбинных лопаток с удлинением > 3 первые 5 частот, вычисленных с использованием разработанного КЭ, отличаются от найденных по объемной твердотельной модели не более чем на 3-4%.

3. Получены оптимизированные формы консольного и свободного стержней, а также стержня с дополнительной опорой в задачах их устойчивости при нагружении следящей силой. Эти результаты соответствуют или превосходят существующие на данный момент по кратности увеличения критической силы потери устойчивости (в 7.41 раз для консольного стержня, в 9.23 для свободного, в 1.39-7.41 раз для стержня с дополнительной опорой в зависимости от положения опоры).

4. Разработана методика численного моделирования аэроупругих колебаний лопаток турбомашин, использующая разработанный КЭ закрученного стержня. С использованием этой методики показана принципиальная возможность возникновения изгибно-крутильного флаттера лопатки турбины ГТУ в зоне рабочих режимов при сближении частот второй изгибной и первой крутильной форм ее колебаний под действием центробежной нагрузки.

5. Методами оптимального проектирования осуществлено повышение запаса динамической устойчивости лопатки турбины ГТУ к изгибно-крутильному флаттеру на 42% при условии постоянства центробежной нагрузки и геометрических ограничениях.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В РАБОТАХ

1. Temis J. M., Fedorov I. M. A Comparison of Methods for the Stability Analysis of Beams with Varying Cross-Sections Under Nonconservative Loading // Physics and Control: Proc. of the 2nd International Conference. – Saint Petersburg, 2005. – P. 306-311.

2. Temis J. M., Fedorov I. M. A stable compressed beam of minimal mass // Nonlinear Dynamics: Proc. of the International Conference. – Kharkov, 2004. – P.162.

3. Temis J. M., Fedorov I. M. Simulation of Turbomachine Blade Bending-Torsion Flutter Using a Pretwisted Beam Finite Element // EU-ROMECH Nonlinear Dynamics: Proceedings of the 6th International Conference. – Saint Petersburg, 2008. – P. 235-240.

4. Temis J. M., Fedorov I. M., Karaban V. V. Vibration analysis of turbomachine blades using modified nonlinear pretwisted beam finite element // Nonlinear Dynamics: Proceedings of the 2nd International Conference. – Kharkov, 2007. – P.120-124.

5. Темис Ю. М., Федоров И. М. Внедрение в программный комплекс ANSYS пользовательского конечного элемента естественно закрученного стержня // 6-я конференция пользователей программного обеспечения CAD-FEM GMBH: Сборник трудов – М., 2006. – с.147-152.

6. Темис Ю. М., Федоров И. М. Оптимизация формы стержней при неконсервативном нагружении по критерию потери устойчивости // Проблемы прочности и пластичности. – 2007. – Вып. 69. – С. 15-34.

7. Темис Ю. М., Федоров И. М. Оптимизация формы стержней при неконсервативном нагружении по критерию потери устойчивости // Ракетно-космическая техника: Труды международной научной конференции, посвященной 90-летию В.И. Феодосьева. – М., 2006. – С. 123.

8. Темис Ю. М., Федоров И. М. Сравнение методов анализа устойчивости стержней переменного сечения при неконсервативном нагружении // Проблемы прочности и пластичности. – 2006. – Вып. 68. – С. 20-38.

9. Федоров И. М. Моделирование изгибно-крутильного флаттера лопаток турбомашин с использованием конечного элемента предварительно закрученного стержня // Актуальные проблемы фундаментальных наук: Сборник трудов 2-й научно-методической конференции аспирантов и молодых исследователей. – М., 2008. – С. 75-77.

10. Федоров И. М. Оптимальное проектирование стержней при неконсервативном нагружении // Студенческий научный вестник: Сборник тезисов докладов общеуниверситетской научно-технической конференции. – М., 2005. – С. 210-211.