



Расчётная отстройка от автоколебаний и экспериментальная валидация энергетического метода их прогнозирования в лопатках компрессора ГТД

П. В. Макаров

кандидат технических наук, начальник отделения;
ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова», г. Москва;
email: pvmakarov@ciam.ru

С. А. Чепига

начальник конструкторского бюро;
ПК «Салют» АО «ОДК», г. Москва;
email: s.chepiga@uecrus.com

О. Ю. Воронин

начальник конструкторского отдела;
ПК «Салют» АО «ОДК», г. Москва;
email: o.voronin@uecrus.com

М. Е. Колотников

доктор технических наук, профессор, ведущий научный
сотрудник;
НИИ механики МГУ, г. Москва;
email: mekolotnikov@mail.ru

В. В. Веденеев

доктор физико-математических наук, профессор,
заместитель директора по НИР;
НИИ механики МГУ, г. Москва;
email: vasily@vedeneev.ru

Ф. А. Абдухакимов

кандидат физико-математических наук, научный
сотрудник;
НИИ механики МГУ, г. Москва;
email: afa_mech@mail.ru

Работа посвящена демонстрации эффективности энергетического метода прогнозирования автоколебаний (флаттера) на примере моноколеса 1-й ступени компрессора низкого давления газотурбинного двигателя. Флаттер был обнаружен во время испытаний двигателя методом тензометрирования моноколеса и с использованием бесконтактных средств диагностики. Используя инженерную расчётную методику, основанную на энергетическом методе, моноколесо было отстроено от флаттера путём перепрофилирования лопаток. Расчётное распределение работы нестационарных аэродинамических сил на упругих перемещениях лопатки за цикл колебаний по собственной форме позволяет конструктору сосредоточиться при отстройке от флаттера на вкладе определённых зон лопатки и минимизировать потери аэродинамических параметров. В данной работе впервые в отечественном двигателестроении была успешно проведена экспериментальная проверка отсутствия флаттера расчётно отстроенного рабочего колеса компрессора с использованием энергетического метода при испытаниях его в составе двигателя. Разработанная методика позволяет получить значительный экономический эффект от сокращения объёма испытаний и исключения риска разрушения двигателя.

Ключевые слова: автоколебания (флаттер); энергетический метод; компрессор; валидация; перепрофилирование лопатки; отстройка от автоколебаний; моноколесо (блиск)

Цитирование: Макаров, П. В. Расчётная отстройка от автоколебаний и экспериментальная валидация энергетического метода их прогнозирования в лопатках компрессора ГТД / П. В. Макаров, С. А. Чепига, О. Ю. Воронин, М. Е. Колотников, В. В. Веденеев, Ф. А. Абдухакимов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 56-72. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-56-72

Введение

Автоколебания (флаттер) лопаток компрессора являются нежелательным явлением, возникающим при проектировании газотурбинных двигателей (ГТД) и промышленных энергетических турбин. Под автоколебаниями понимаются самовозбуждающиеся незатухающие колебания лопаток, поддерживаемые взаимодействием лопатки с окружающим потоком воздуха в тракте компрессора. Автоколебания опасны тем, что их амплитуда может превысить предел выносливости материала лопатки и привести к разрушению конструкции ГТД.

До недавнего времени при проектировании ГТД использовались простые эмпирические критерии прогнозирования автоколебаний лопаток (такие, как число Струхала и изгибно-крутильная связанность), основанные на накопленном в конструкторских бюро опыте конструирования двигателей и их доводки. Однако, эти критерии обладают низкой точностью, а критические значения, полученные в разных КБ для лопаток схожих типов, могут значительно отличаться. Применение статистического метода [1], основанного на обработке результатов большого числа проведённых испытаний компрессоров ГТД, даёт более надёжные результаты для близких по геометрическим параметрам и конструкции объектов исследований. В то же время этот метод принципиально не может качественно и количественно верно дать прогноз возникновения автоколебаний лопаток новых форм и конструкций, поскольку для них не проведено достаточного количества испытаний для набора статистики. В таких случаях предсказательную силу может иметь лишь численное моделирование условий возникновения автоколебаний лопаток.

Современные программные комплексы численного газодинамического моделирования позволяют надёжно рассчитывать течение воздуха в межлопаточном канале лишь около линии рабочих режимов, где течение потока безотрывно или близко к безотрывному. В то же время именно для этих режимов на стадии проектирования двигателя наиболее остро стоит задача подавления автоколебаний, т. к. это делает возможным проведение безопасных испытаний компрессоров на автономных стендах с определением основных характеристик новых компрессоров. Настоящая статья посвящена численному решению этой задачи. Автоколебания на других режимах, далёких от рабочей линии, где имеются значительные срывные зоны, могут быть устранены в процессе доводки двигателя коррекцией линии рабочих режимов и другими методами.

1 Энергетический метод прогнозирования автоколебаний

Применяется энергетический метод прогнозирования автоколебаний [2–6]. Предполагается, что поток воздуха оказывает незначительное влияние на собственные колебания лопаток. При этом условии обтекание может привести либо к дополнительному демпфированию (в случае устойчивости), либо к усилению (в случае флаттера) колебаний без изменения собственных форм и частот по сравнению с колебаниями в пустоте. Для лопатки во вращающейся системе координат, связанной с рабочим колесом, уравнение энергии имеет вид

$$\frac{dE(t)}{dt} = A(t),$$

где $E(t)$ – суммарная кинетическая энергия, $A(t)$ – мощность всех внутренних и внешних сил. В качестве консервативной оценки будем пренебрегать конструкционным демпфированием (в запас, для моноколёс это малая величина), учитывая только давление, распределённое по поверхности лопатки. Изменение полной энергии за один цикл колебаний в этом случае имеет вид:

$$\Delta E = W = \int_{t_0}^{t_0+T} \int_S p(x, y, z, t) n(x, y, z, t) v(x, y, z, t) ds dt,$$

где $T = 1/f$ – период колебаний лопатки, f – собственная частота, S – поверхность лопатки, p – давление, n – нормаль к поверхности лопатки, v – скорость точек лопатки. Вязкими напряжениями в воздухе будем пренебрегать, так как обычно они не оказывают влияния на границу автоколебаний.

Так как влияние потока на форму собственных колебаний лопаток мало, вычисленная работа аэродинамических сил на упругих колебаниях лопатки также мала. Работа, совершённая на гармонических колебаниях (с постоянной амплитудой), отличается от фактической работы на усиливающемся или затухающем колебании на величину второго порядка малости, которой пренебрегаем. В связи с этим с использованием стандартного инженерного программного обеспечения могут быть рассчитаны собственные формы и частоты гармонических колебаний для лопатки в пустоте.

Для анализа условий возникновения автоколебаний вычисляется работа, совершённая нестационарным давлением над колеблющейся лопаткой за один период колебаний. Если эта работа положительна, то на каждом периоде колебаний происходит подвод энергии из потока к лопатке и увеличение её амплитуды. Если работа отрицательна, то на каждом периоде часть энергии лопатки рассеивается в потоке. В результате критерием возникновения автоколебаний служит неравенство

$$W > 0. \quad (1)$$

Численная модель течения газа состоит из трёх [3] последовательно идущих межлопаточных каналов одного рабочего колеса (рисунок 1). Для расчёта нестационарного потока воздуха начальные и граничные условия на входе и выходе межлопаточных каналов данного колеса задаются путём интерполяции характеристик стационарного течения в компрессоре. Методика проведения аэродинамических расчётов ранее была валидирована полномасштабными натурными испытаниями различных компрессоров в составе двигателя. В качестве граничных условий задаются распределения полного давления, температуры торможения, направления вектора скорости и турбулентных параметров на входе в межлопаточный канал, а также распределение статического давления на выходе из него. На поверхностях твёрдых тел (на лопатках, втулках, корпусе) задаются условия прилипания. На внешних боковых поверхностях модели задаётся условие циклической симметрии.

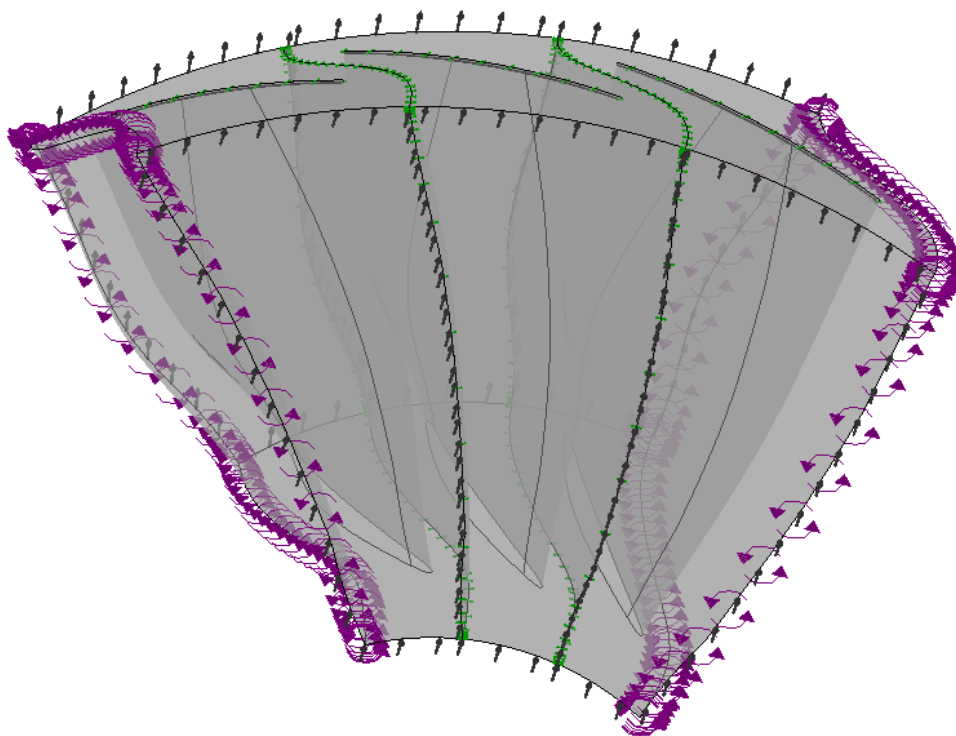


Рисунок 1 – Расчётная аэродинамическая модель

На поверхности каждой лопатки задаётся перемещение границы расчётной области в виде собственного колебания колеса (бегущей волны деформаций) с заданным числом узловых диаметров (сдвига фаз между соседними лопатками):

$$u(x, y, z, t) = A(\sin \omega t \cdot L_1(x, z) - \cos \omega t \cdot L_2(x, z)),$$

где A и $\omega = 2\pi f$ – амплитуда и круговая частота колеблющейся лопатки, $L_1(x, z)$, $L_2(x, z)$ – функции, интерполирующие собственные формы колебания, соответствующие узлу и пучности системы «диск–лопатки» с учётом, при наличии, бандажных связей. Для интерполяции результатов расчёта модального анализа и переноса их в CFD-код используются полиномы Лагранжа десятой степени [3, 4]. В соответствии с заданным перемещением границы происходит деформация расчётной аэродинамической сетки профиля лопатки. Для моделирования вперёд или назад бегущей по рабочему колесу волны, характерной для решетчатого флаттера [7, 8], на боковых лопатках задаётся запаздывание $\omega t - \varphi$ или опережение $\omega t + \varphi$ фазы по отношению к средней лопатке, где сдвиг фазы $\varphi = 2\pi m/N$ (N – число лопаток в ступени) определяется числом узловых диаметров m .

Прогнозирование автоколебаний, в соответствии с описанной процедурой [3, 4], состоит из четырех этапов:

1. Расчёт собственных частот и форм колебаний упругой системы «диск–лопатки» в пустоте. Интерполяция перемещений профиля лопатки многочленами Лагранжа.
2. Расчёт стационарного течения воздуха в компрессоре.
3. Нестационарный расчёт течения в выбранной ступени с лопатками, колеблющимися по собственной форме, вычисленной на этапе 1 (т. е. с заданным движением аэродинамической расчётной сетки профиля лопатки).
4. Вычисление работы, совершённой давлением над средней лопаткой, и проверка критерия возникновения автоколебаний (1).

Для каждой собственной формы, потенциально подверженной автоколебаниям, с учётом разницы распределения перемещений при различных узловых диаметрах, для вперёд и назад бегущих волн деформации выполняются шаги 3 и 4. Такими формами являются первая и вторая изгибные формы колебаний, а также первая крутильная форма [7]. Работа вычисляется для последнего из нескольких рассчитанных циклов колебаний так, чтобы отклик давления на гармонические колебания лопатки тоже стал гармоническим. Опыт проведённых расчётов показывает, что для этого достаточно трёх периодов колебаний [2–5].

Для расчёта течения воздуха используется коммерческий программный комплекс конечно-объёмного анализа. Решаются уравнения Навье-Стокса, осреднённые по Рейнольдсу, с моделью турбулентности $k-\omega$. Для построения многочленов Лагранжа и вычисления работы нестационарных аэродинамических сил используется собственный программный код. Более подробно методика проведения расчётов изложена в [4].

2 Расчётно-экспериментальные работы по исследованию автоколебаний моноколеса 1-й ступени компрессора низкого давления газотурбинного двигателя

Объектом исследования является трёхступенчатый компрессор низкого давления (КНД) с рабочими колёсами типа «блиск» (моноколесо), изготовленный из титанового сплава методом скоростного фрезерования на станке с числовым программным управлением из одной заготовки. Экспериментальная проверка отсутствия автоколебаний рабочего колеса (РК) 1-й ступени КНД проводилась при испытаниях в составе двухконтурного газотурбинного двигателя в стендовых условиях. Испытания проводились при атмосферных условиях, с наддувом и подогревом на входе в двигатель, с гладким входом, а также с интерцептором, имитирующим неравномерность потока воздуха на входе в двигатель. Для обеспечения необходимого по нормам прочности запаса по коэффициенту режима РК 1-й ступени $\delta K_{p_{PK1}}$ поджатие линии рабочих режимов (ЛРР) КНД осуществлялось за счёт установки технологических заглушек в отверстия отбора воздуха в наружном контуре двигателя. Измерены 7 рабочих линий, полученных снятием разного количества заглушек в диапазоне частот вращения ротора КНД $n_{l_{np}} = 60 \dots 90\%$: 0 – без снятия заглушек (полностью поджатая ЛРР), снятия 1/4, 1/2, 1, 1+1/4, 1+1/2 и 2 заглушек. По измеренным ЛРР проведены исследования отсутствия автоколебаний РК 1-й ступени КНД при следующих параметрах на входе в двигатель: давлении от 1,3 до 1,45 атм и температуре от 50 до 130 °С.

Для проведения тензометрирования КНД препарировался тензодатчиками (т/д), размещёнными на рабочих и направляющих лопатках, на дисках и валу ротора. Роторные т/д подключались к оптическому бесконтактному токосъёмнику с нештатной опорой статорной части перед коком КНД с 3-мя радиальными стойками. На корпусе КНД над рабочими лопатками 1-й и 2-й ступени, а также перед КНД на корпусе опоры токосъёмника устанавливались пары датчиков пульсации (ДП) статического давления для бесконтактной диагностики колебаний [7].

При испытаниях КНД с поджатием ЛРР $\delta K_{p_{PK1}} = 2,3\%$ на режиме $n_{l_{np}} \approx 70\%$ при температуре воздуха на входе в двигатель $T^*_{вх} = 130$ °С были выявлены нерезонансные колебания – автоколебания РК 1-й ступени. Уровни вибронапряжений при этом достигали $\sigma = 14,4$ кгс/мм² по корневому т/д, $\sigma = 7$ кгс/мм² по торцевому т/д и $\sigma = 7,4$ кгс/мм² по т/д, расположенному на диске 1-й ступени. Далее была уменьшена температура воздуха на входе до $T^*_{вх} = 90$ °С, однако автоколебания остались. В таблице 1 приведены максимально замеренные уровни вибронапряжений на режиме $n_{l_{np}} = 70\%$ по тензорезисторам, расположенным на лопатках и диске 1-й ступени КНД. Уровни вибронапряжений при автоколебаниях продолжали расти до того момента, пока не была изменена частота вращения и не произошёл уход с данного режима работы двигателя.

Таблица 1 – Уровни вибронапряжений в РК 1-й ступени при автоколебаниях, кгс/мм²

тип т/д	№ лоп.	$T_{\text{вх}} \approx 130^\circ\text{C}$	$T_{\text{вх}} \approx 90^\circ\text{C}$
корневой	2	12,1	7,0
	3	13,0	7,5
	7	14,4	7,8
	8	11,7	6,6
	9	12,5	7,4
	15	12,6	6,8
торцевой	1	6,8	-
	3	5,7	-
	8	7,0	-
Диск 1-й ступени, N1	N1-1	4,2	2,3
	N1-2	7,4	3,6
	N1-3	5,4	2,6

Для момента развитых автоколебаний рабочих лопаток 1-й ступени по сигналам с корневых т/д и по т/д, размещённым на цапфе диска 1-й ступени, построены спектрограммы, функция когерентности и график сдвига фаз (рисунки 2, 3). По всем т/д видна составляющая $f = 1008$ Гц – частота автоколебаний РК 1-й ступени по форме колебаний с 2 узловыми диаметрами (определяется по сдвигу фаз между сигналами с соседних т/д). Равенство функции когерентности единице указывает на связанность колебаний рабочих лопаток 1-й ступени, что характерно для автоколебаний. Также на автоколебания РК 1-й ступени указывает положительный сдвиг фаз (вперёд бегущая волна деформации) и отсутствие кратности частоте вращения ($k = 5,2$).

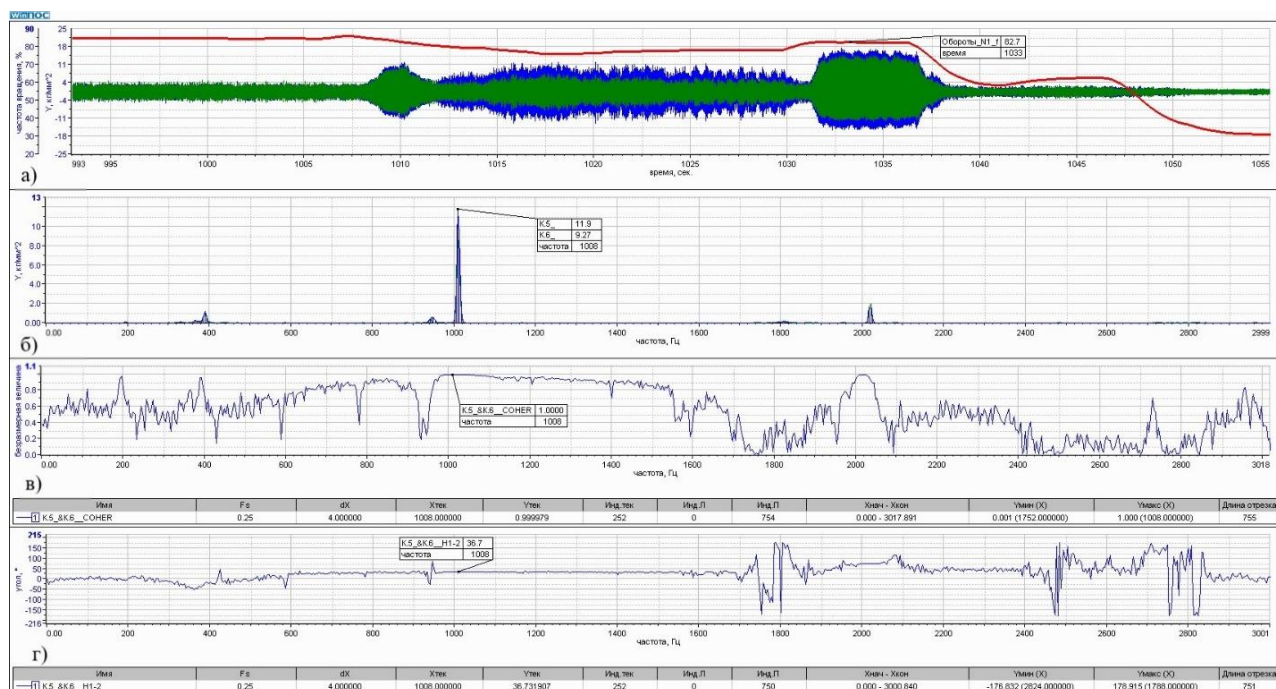


Рисунок 2 – Осциллограмма (а) и спектрограмма (б), функция когерентности (в) и график сдвига фаз (г) с корневых т/д лопаток №7 и №8 в момент автоколебаний РК 1-й ступени

В момент интенсивного увеличения уровня вибронпряжений по т/д на рабочих лопатках и диске 1-й ступени, в спектрах с датчиков пульсаций статического давления (ДП), были выявлены диагностические составляющие, характерные для автоколебаний рабочих лопаток. Спектрограмма с ДП над 2-й ступенью приведена на рисунке 4. В спектрах с ДП диагностическая составляющая $f_{\partial} = 1400$ Гц соответствует форме колебаний лопаток 1-й ступени $f_l = 1008$ Гц с числом узловых диаметров $m = 2$ в невращающейся системе координат: $f_{\partial} = f_l \pm n_1 \cdot m$, где n_1 – частота вращения (196 Гц).

Составляющие $f = 2306$ Гц и $f = 5108$ Гц равноудалены от частоты следования лопаток 1-й ступени ($f_{слРЛ} = 19 \cdot n_1$) на величину Δf_{∂} .

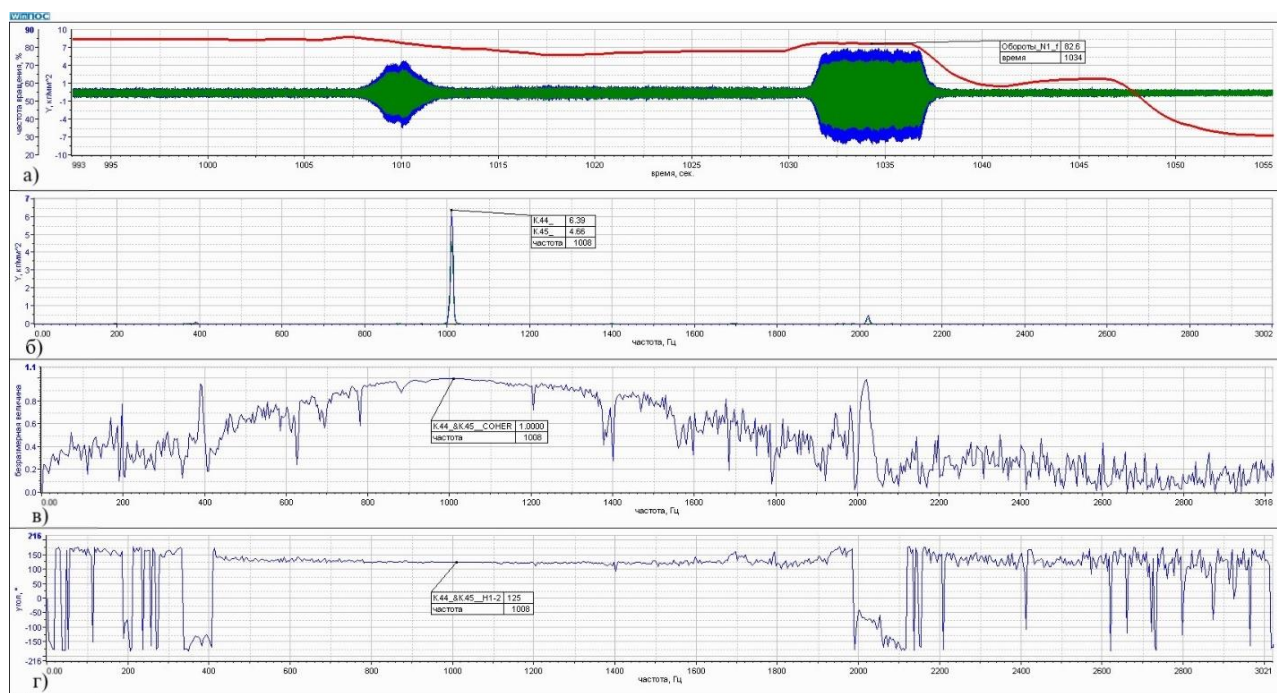


Рисунок 3 – Осциллограмма (а) и спектрограмма (б), функция когерентности (в) и график сдвига фаз (г) с т/д на диске 1-й ступени в момент автоколебаний РК 1-й ступени

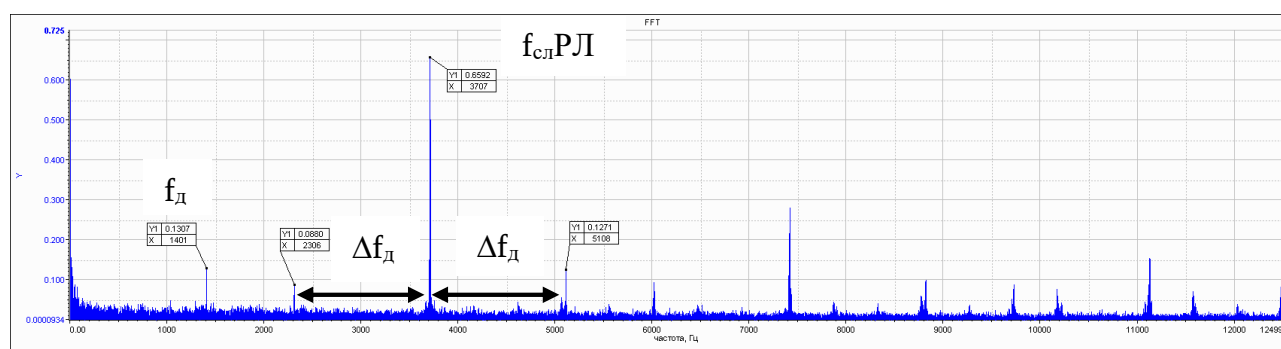


Рисунок 4 – Спектрограмма с ДП над РК 2-й ступени в момент автоколебаний РК 1-й ступени

Положительное значение m соответствует вперёд бегущей волне деформаций, характерной для автоколебаний. Также наличие вперёд бегущей волны и автоколебаний характеризует то, что составляющая справа от частоты следования лопаток больше левой [7].

Для дальнейшей отстройки РК 1-й ступени от автоколебаний был проведён расчёт работы нестационарных аэродинамических сил на периоде колебаний лопатки по методике, описанной в разделе 1.

Результаты проведённых расчётов по 3 форме колебаний РК 1-й ступени на режиме $n_{lpr} = 70\%$ приведены на рисунке 5. Работа, совершаемая распределённым по лопатке давлением на одном периоде колебаний по 3 форме колебаний с 2 узловыми диаметрами, оказалась положительной, что свидетельствует о склонности рабочего колеса 1-й ступени к автоколебаниям и о соответствии расчётных и экспериментальных данных. На рисунке 5, в приведено распределение работы нестационарных аэродинамических сил по перу лопатки, где отчётливо видна уголкообразная область в периферийной части лопатки с максимальным положительным вкладом работы, что было в дальнейшем использовано при отстройке РК 1-й ступени от автоколебаний.

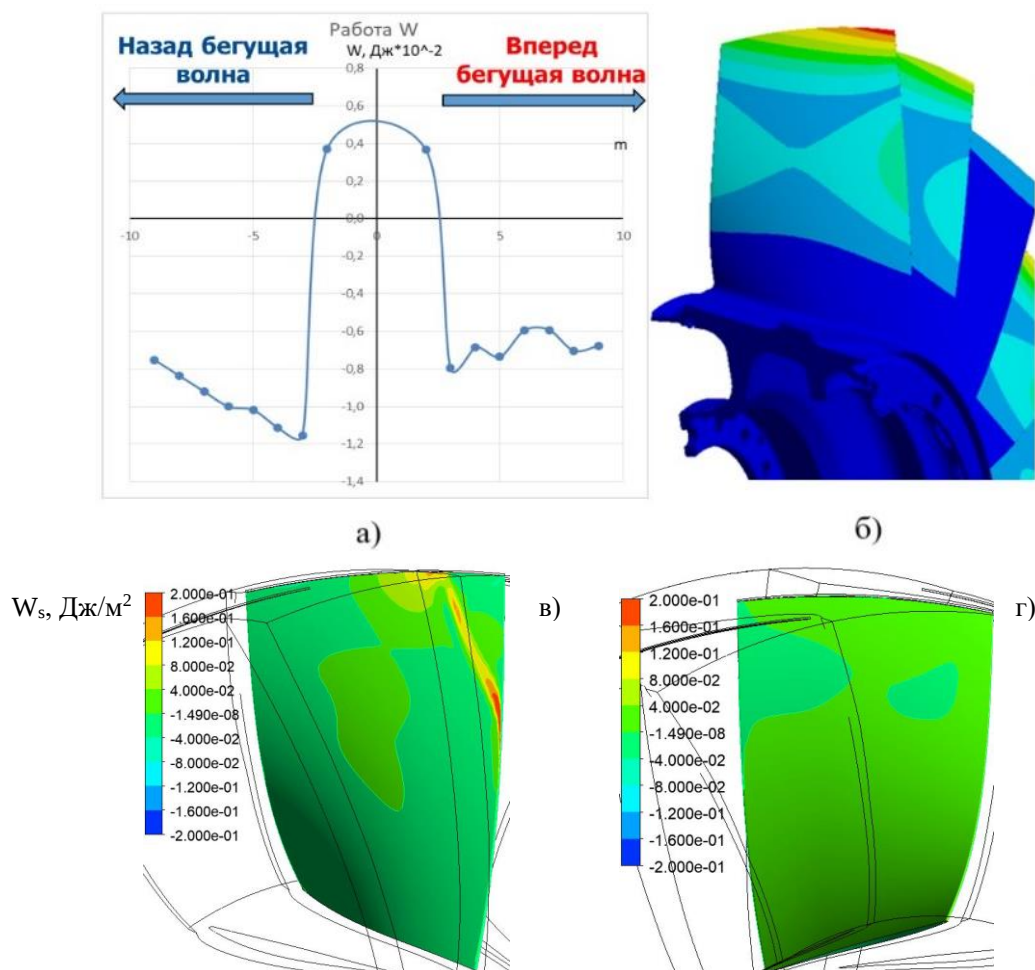


Рисунок 5 – Результаты расчётного прогнозирования автоколебаний РК 1-й ступени для 3 формы колебаний: зависимости работы W нестационарных аэродинамических сил от числа узловых диаметров m (а); распределения относительных суммарных перемещений (б), поверхностная плотность работы по спинке (в) и корыту (г) лопатки по форме с 2 узловыми диаметрами

3 Отстройка от автоколебаний моноколеса 1-й ступени компрессора низкого давления газотурбинного двигателя и валидация эффективности энергетического метода

Возможность возникновения автоколебаний определяется работой аэродинамических сил на периоде колебаний лопатки. При этом демпфирующее действие аэродинамических сил способствует исключению возможности возникновения автоколебаний. Перепрофилирование лопатки было направлено на увеличение устойчивости течения и исключение отрывных зон в межлопаточном канале лопатки РК 1-й ступени при работе на приведённой частоте

вращения $n_{lnp} = 70\%$ и, как следствие, устранение положительного вклада работы нестационарных аэродинамических сил в уголкового области периферийной части лопатки (рисунок 5, в). Для оценки вводимых мероприятий была выбрана расчётная точка на характеристике компрессора при $n_{lnp} = 70\%$, соответствующая положению рабочей линии КНД с $(\pi_k^*/G_{np}) = 0,059$, где экспериментально были обнаружены автоколебания. Задачей проводимых мероприятий было улучшение режима обтекания РК 1-й ступени при $n_{lnp} = 70\%$ с минимизацией потерь суммарных газодинамических параметров компрессора на ЛРР в рабочем диапазоне приведённых частот вращения $n_{lnp} = 60 - 100\%$. Аэродинамические расчёты РК 1-й ступени проводились в составе трёхступенчатого КНД с заданием физических условий на входе, соответствующих режимам, исследованным экспериментально: $P^*_{6x} = 1,25$ атм, $T^*_{6x} = 90^\circ\text{C}$.

Внешние виды исходной и модифицированной лопаток РК 1-й ступени показаны на рисунке 6, а. В результате перепрофилирования изменились угол наклона лопатки в осевом направлении и распределение конструктивных углов входа и выхода лопатки (рисунок 6, б), значение максимального утолщения профиля S_{max} осталось без изменений. Изменён также тип используемого профиля сечений лопатки, который отличается от исходного распределением толщины и кривизны вдоль хорды (рисунок 7).

Перераспределение конструктивных углов входа и выхода лопатки РК 1-й ступени позволило выровнять профиль меридиональной скорости потока на входе и выходе из колеса, увеличив скорость в периферийных сечениях. Использование профиля с увеличенной кривизной на входе позволило улучшить обтекание входной кромки лопатки. Вводимые мероприятия дополнительно позволили увеличить КПД рабочего колеса 1-й ступени и суммарный КПД компрессора при $n_{lnp} = 70\%$. Сравнение изолиний Маха течения в сечениях межлопаточного канала исходного и модифицированного РК1 при $n_{lnp} = 70\%$ представлено на рисунке 8. На нём показано, что вихревая зона (синий цвет), которая формируется на входной кромке и развивается до выходной кромки в верхней половине исходной лопатки, существенно уменьшена в модифицированном варианте лопатки.

Однако при этом КПД 1-й ступени на режиме $n_{lnp} = 100\%$ с перепрофилированным РК уменьшился по сравнению с исходным вариантом на $\Delta\eta^* = 1,4\%$. Суммарный КПД компрессора уменьшился на $\Delta\eta^* = 0,7\%$. При этом на ЛРР при $\pi_k^* = 3,3$ КПД компрессора достигает значений, заданных в техническом задании на проектирование данного КНД.

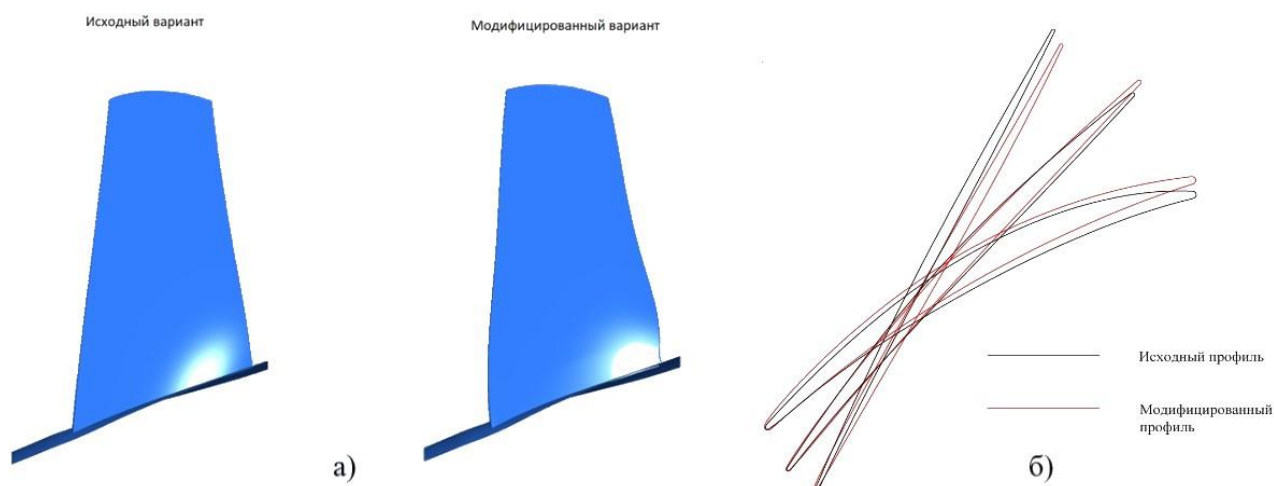


Рисунок 6 – Исходная и модифицированная лопатки РК 1-й ступени: вид на меридианное сечение проточной части (а); вид сечений по высоте профиля (б)

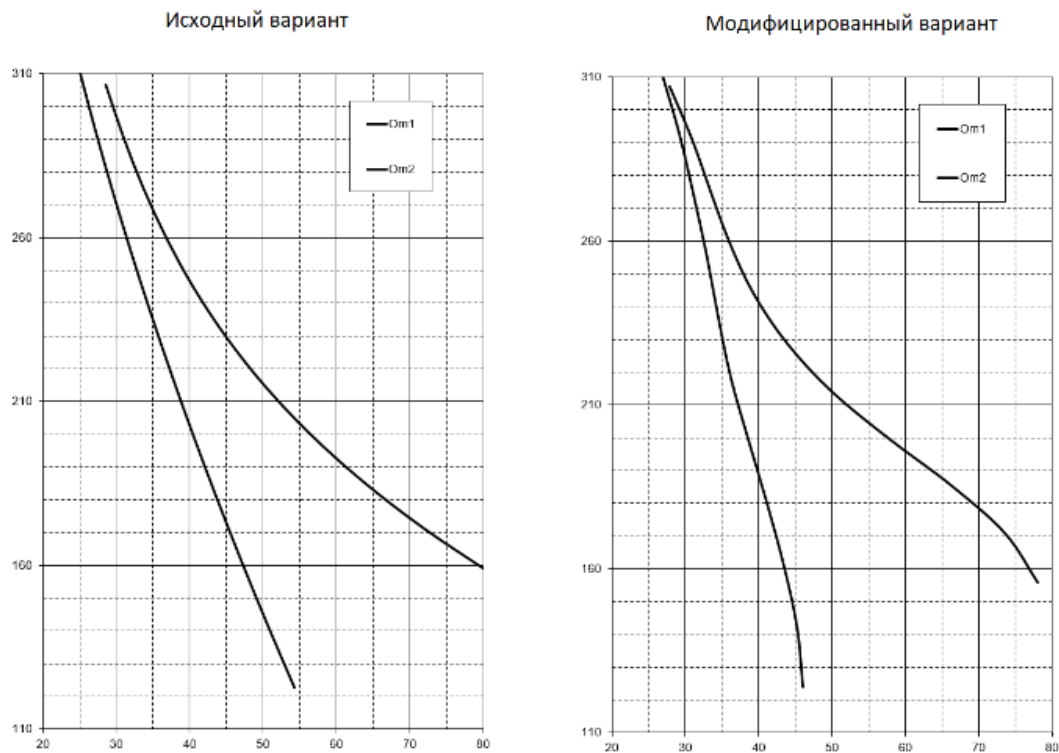


Рисунок 7 – Распределение конструктивных углов на входе Om1 и выходе Om2 РК 1-й ступени по радиусу R в исходной и модифицированной лопатках

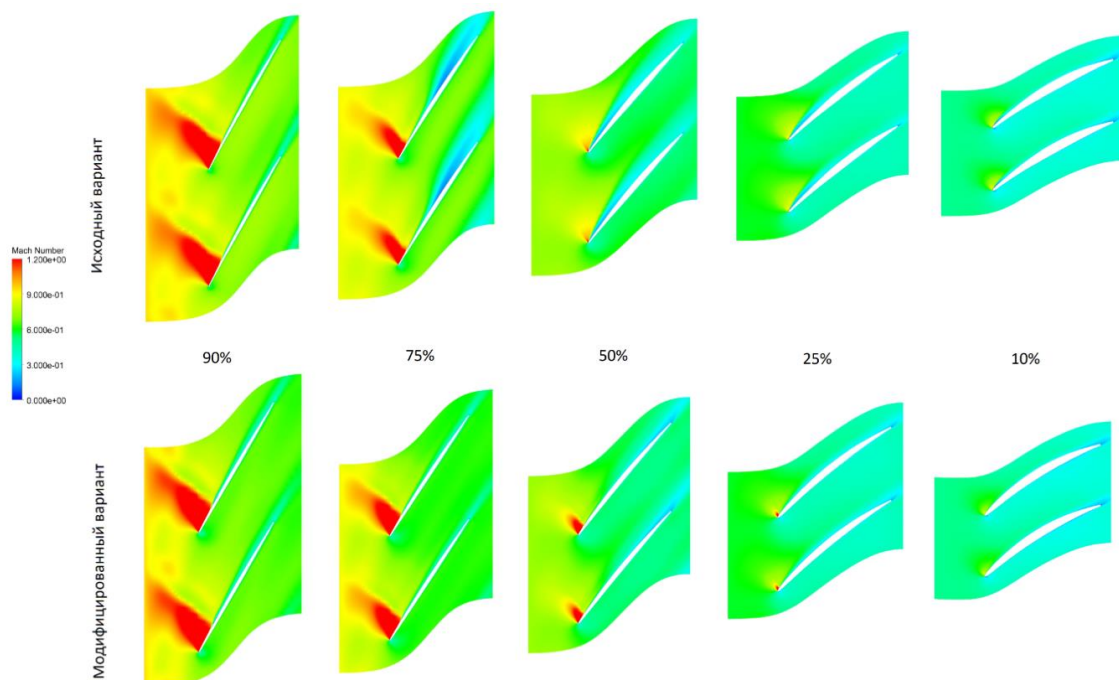


Рисунок 8 – Сравнение изолиний Маха течения в сечениях межлопаточного канала исходного и модифицированного РК 1-й ступени при $n_{inp} = 70\%$

Для перепрофилированной лопатки РК 1-й ступени проведены расчёты частот и форм колебаний с использованием циклосимметричного сектора, содержащего одну лопатку (рисунок 9). Форма колебаний, по которой при испытаниях возникали автоколебания на режиме $n_{inp} = 70\%$ (третья форма колебаний с двумя узловыми диаметрами), изменилась по частоте с

$f = 1008$ Гц на $f = 956$ Гц и перестроилась из второй изгибной в первую крутильную форму. На рисунке 10 показано, как изменилось распределение работы нестационарных аэродинамических сил по перу лопатки при данной отстройке. Проведённые расчёты действия нестационарных аэродинамических сил на упругих перемещениях лопаток РК 1-й ступени при колебаниях по низшим формам с учётом назад и вперёд бегущих волн деформаций на нескольких основных режимах работы КНД дали отрицательные значения работы, совершаемой распределённым по лопатке давлением на одном периоде колебаний. На рисунке 11 приведены результаты расчёта для третьей формы колебаний, на которой ранее до перепрофилирования РК 1-й ступени были обнаружены автоколебания на режиме $n_{1np} = 70\%$.

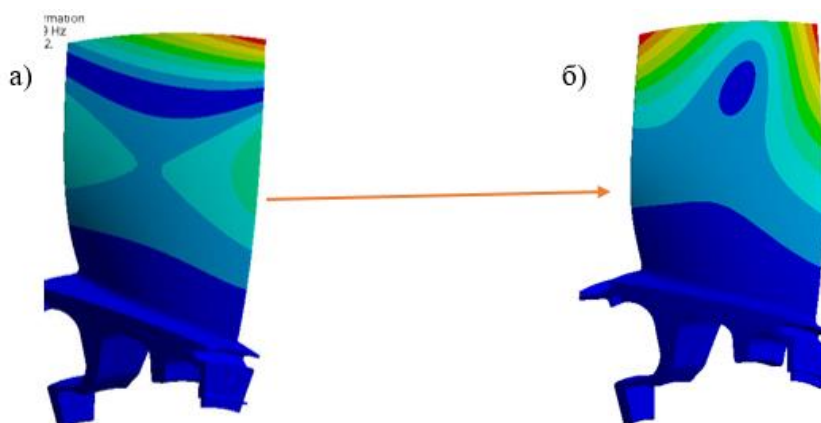


Рисунок 9 – Картина распределения относительных суммарных перемещений по третьей форме колебаний РК 1-й ступени с 2 узловыми диаметрами: до отстройки – частота $f = 1008$ Гц (а) и после отстройки – частота $f = 956$ Гц (б) от автоколебаний на режиме $n_{1np} = 70\%$

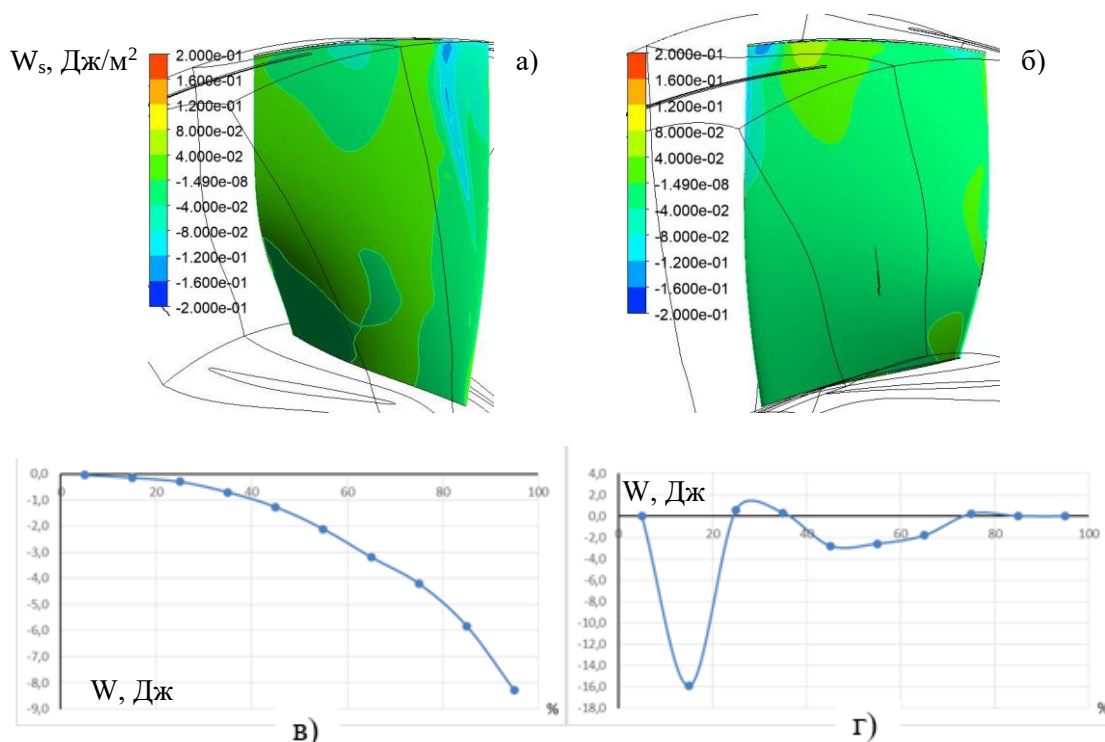


Рисунок 10 – Поверхностная плотность работы W , совершаемой распределённым по спинке (а) и корыту (б) давлением на одном периоде колебаний по 3-ей форме с 2 узловыми диаметрами в отстроенной лопатке РК 1-й ступени при $n_{1np} = 70\%$. Распределение суммарной работы по радиусу (в) и по хорде (г) лопатки

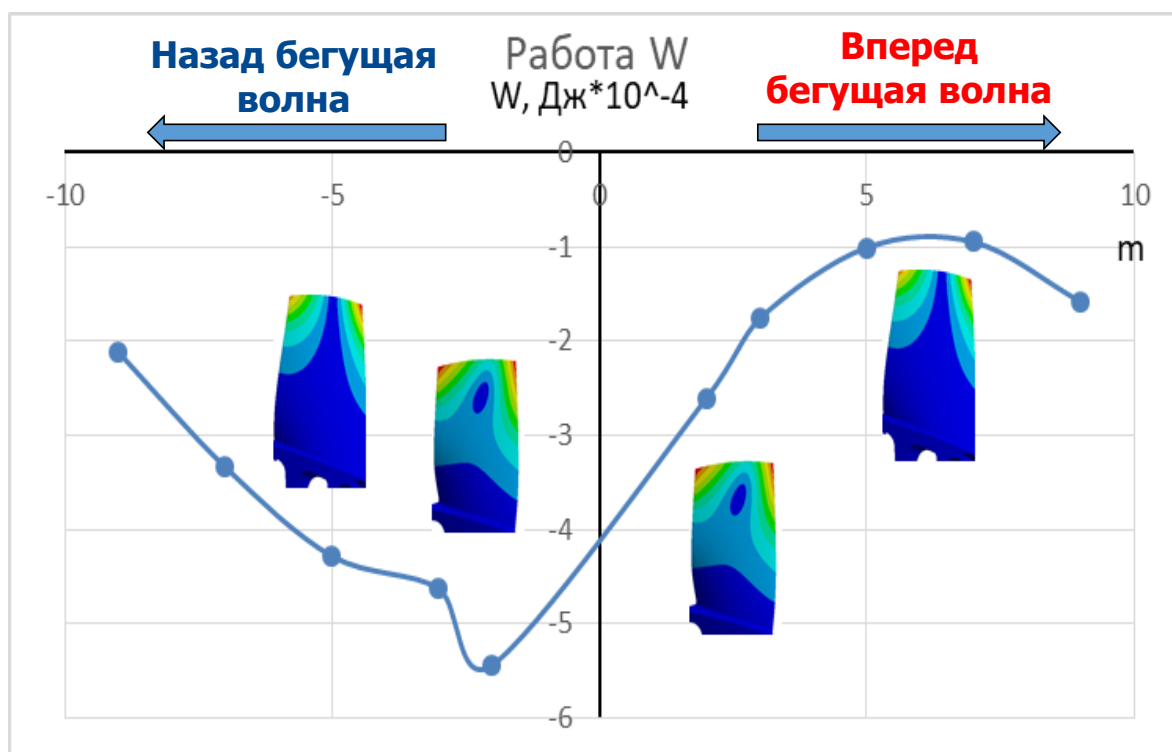


Рисунок 11 – Работа W , совершаемая распределённым по лопатке давлением на одном периоде колебаний по 3 форме колебаний в зависимости от числа узловых диаметров m модифицированного РК 1-й ступени при $n_{lpr} = 70\%$

Экспериментальная проверка отсутствия автоколебаний отстроенного РК 1-й ступени КНД проводилась аналогично по условиям и схеме препарирования, описанным в разделе 2. При испытаниях на всех исследованных режимах работы КНД с различным поджатием ЛРР, кроме полностью поджатой ЛРР с заглушенными отверстиями отбора воздуха в наружном контуре двигателя, признаков автоколебаний РК 1-й ступени не выявлено. Характерная каскадная диаграмма спектрального состава сигнала с ДП над РК 1-й ступени для режима работы двигателя с интерцептором, имитирующим полётные условия при $P^*_{ex} = 1,3 \text{ кг/см}^2$, $T^*_{ex} = 100^\circ\text{C}$, при $K_{pPK1} = 7,55\%$ и $n_{lpr} = 70\%$, приведена на рисунке 12. В спектрах присутствуют только частоты, кратные частоте вращения ротора, в том числе частоты следования рабочих лопаток, кратных их количеству.

Граница автоколебаний была определена по датчикам пульсаций только на режиме с полностью поджатой ЛРР («0 заглушек снято»), $\delta K_{pPK1} = 9,2\%$ при $n_{lpr} = 70\%$ с интерцептором, имитирующим полётные условия при $P^*_{ex} = 1,3 \text{ кг/см}^2$, $T^*_{ex} = 100^\circ\text{C}$. В момент развития автоколебаний для рабочих лопаток 1-й ступени по сигналам с корневых т/д построены спектрограммы, функция когерентности и график сдвига фаз (рисунок 13). По всем т/д видна составляющая $f = 942 \text{ Гц}$ – частота автоколебаний РК 1-й ступени по 3-ей форме колебаний с 2-мя узловыми диаметрами ($m = -34,5/18,9 \sim 2$, где $18,9^\circ$ – угол между лопатками, на которых установлены т/д). Равенство функции когерентности единице указывает на связность колебаний РК 1-й ступени, что характерно для автоколебаний [7]. Также на автоколебания РК 1-й ступени указывает отсутствие кратности частоте вращения ($k = 5,2$) и сдвиг фаз, соответствующий назад бегущей волне деформаций по форме колебаний с 2-мя узловыми диаметрами.

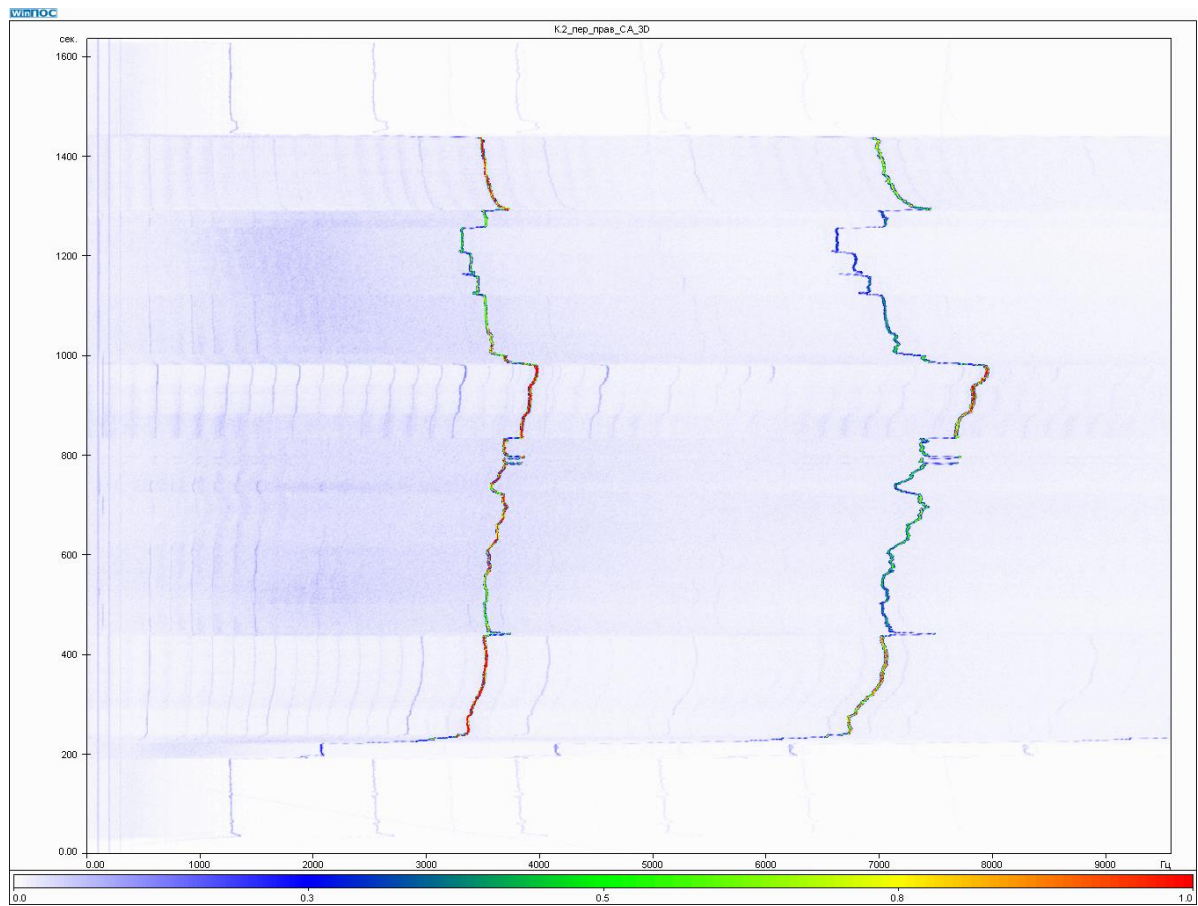


Рисунок 12 – Характерный вид спектра с датчика пульсации статического давления над РК 1 ст. (работа с интерцептором, имитирующим полётные условия при $P_{\text{вх}}^* = 1,3 \text{ кг/см}^2$, $T_{\text{вх}}^* = 100^\circ\text{C}$, при $\delta K p_{1\text{cm}} = 7,55\%$ на $n_{\text{лп}} = 70\%$) – отсутствуют диагностические признаки автоколебаний [7]



Рисунок 13 – Осциллограмма (а) и спектрограмма (б) с корневых т/д лопаток №7 и №8 РК 1-й ступени, функция когерентности (в) и график сдвига фаз (г) в момент автоколебаний (работа с интерцептором, имитирующим полётные условия при $P_{\text{вх}}^* = 1,3 \text{ кг/см}^2$, $T_{\text{вх}}^* = 100^\circ\text{C}$, при $\delta K p_{1\text{cm}} = 9,2\%$ на режиме $n_{\text{лп}} = 70\%$)

В спектре с датчика пульсации над рабочей лопаткой 1-й ступени (рисунок 14) прослеживается диагностическая составляющая $f = 1309$ Гц, которая соответствует форме колебаний лопаток РК 1-й ступени $f_l = 942$ Гц с числом узловых диаметров $m = 2$ в невращающейся системе координат [7]:

$$f_d = f_l - n_{1\phi} \cdot m,$$

где $n_{1\phi}$ – физическая частота вращения ротора КНД (183 Гц).

Составляющие $f = 2170$ Гц и $f = 4788$ Гц равноудалены от частоты следования лопаток РК 1-й ступени ($f_{сл\ p1l} = 19 \cdot n_{1\phi}$) на величину Δf_d . Отрицательное значение m соответствует назад бегущей волне деформаций. Также наличие назад бегущей волны характеризует то, что составляющая слева от частоты следования лопаток больше правой. Ранее на РК 1-й ступени (до перепрофилирования) наблюдались автоколебания с вперёд бегущей волной деформации (раздел 2), что характерно для решетчатого флаттера при безотрывном обтекании лопаток [7].

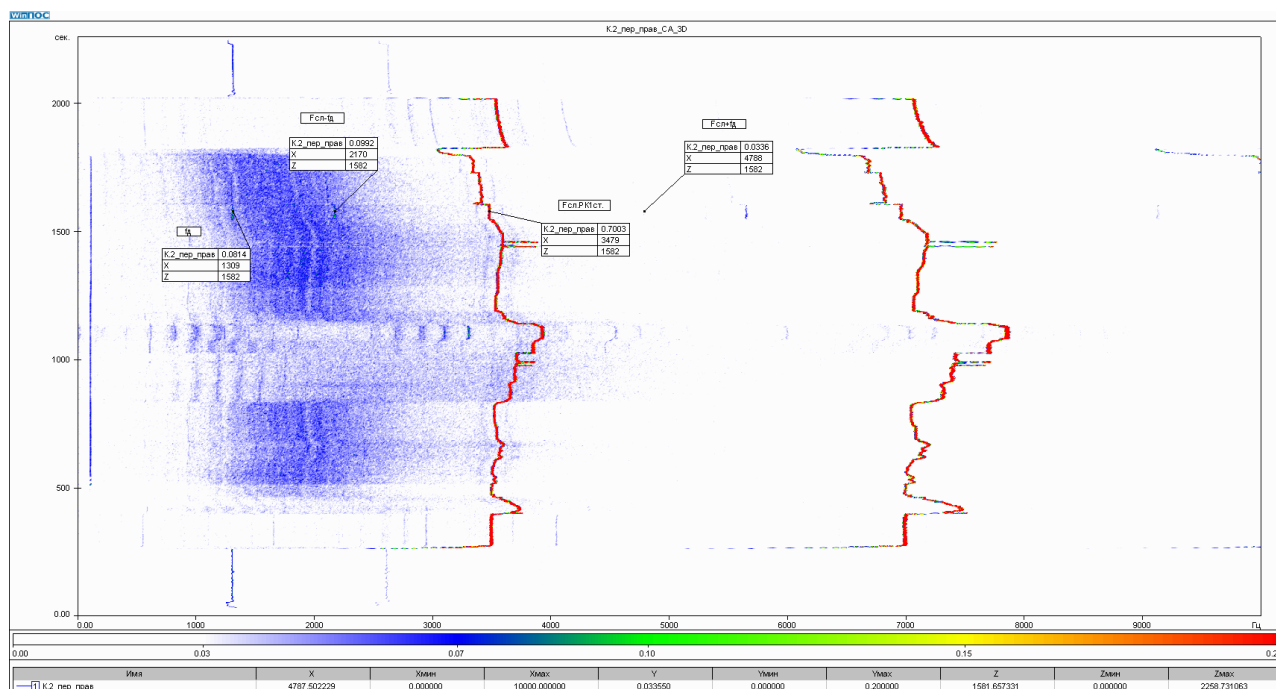


Рисунок 14 – Каскадная диаграмма спектрального состава сигнала с датчика пульсации статического давления над РК 1-й ступени для запуска двигателя с диагностированием режима автоколебаний (работа с интерцептором, имитирующим полётные условия при $P^*_{вх} = 1,3$ кг/см², $T^*_{вх} = 100^\circ\text{C}$, при $\delta Kp_{lcm} = 9,2\%$ на режиме $n_{1np} = 70\%$)

В данной работе в результате значительного поджатия РК 1-й ступени компрессора ($\delta Kp_{lcm} = 9,2\%$) работа велась вблизи срывной области. Вследствие чего и были получены автоколебания с волнами деформаций, бегущими против вращения колеса [9].

При возникновении автоколебаний на РЛ 1-й ступени замеры уровней вибронапряжений до $\sigma = 9,8$ кгс/мм² по корневым т/д и $\sigma = 13,4$ кгс/мм² по торцевым т/д.

Таким образом была определена с необходимым запасом граница автоколебаний модифицированного РК 1-й ступени компрессора, дающая возможность свободного выбора ЛРР для увязки работы компрессора в системе двигателя до величины поджатия $\Delta(\pi^*k/Gnp) = 13,2\%$ ($\delta Kp_{lcm} \leq 7,2\%$).

Заключение

В данной статье впервые в практике отечественного двигателестроения продемонстрировано эффективное применение энергетического метода при расчётной отстройке РК 1-й ступени компрессора от автоколебаний с валидацией полученных данных результатами стендовых испытаний в составе двигателя. Определённая граница автоколебаний модифицированного РК 1-й ступени компрессора даёт возможность выбора линии рабочих режимов для увязки работы компрессора в системе двигателя в широком диапазоне параметров с обеспечением нормируемых запасов от автоколебаний.

Разработанное программное обеспечение [2–5], использованное в данной работе, может применяться для исследования и подавления автоколебаний рабочих лопаток на этапе проектирования и доводки газотурбинного двигателя. Его применение позволяет получить значительный экономический эффект от сокращения объёма испытаний и исключения риска разрушения двигателя.

Список использованных источников

1. Локштанов, Е. А. Статистическое прогнозирование флаттера лопаток турбомашин / Е. А. Локштанов., В. М. Михайлов, А. А. Хориков // *Аэроупругость турбомашин* : сб. науч. тр. / АН УССР, Ин-т проблем прочности ; редкол.: Г. С. Писаренко (отв. ред.) и др. – Киев : Наукова думка, 1980. – С. 73–81.
2. Веденеев, В. В. Трёхмерное моделирование флаттера лопаток компрессоров современных ГТД / В. В. Веденеев, М. Е. Колотников, П. В. Макаров, В. В. Фирсанов // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева (национального исследовательского университета)*. – 2011. – Т. 10, №3-1. – С. 47–56.
3. Vedeneev, V. V. Experimental validation of numerical blade flutter prediction / V. V. Vedeneev, M. E. Kolotnikov, P. V. Makarov // *Journal of Propulsion and Power*. – 2015. – Vol. 31, no. 5. – P. 1281–1291.
4. Макаров, П. В. Прогнозирование и исследование условий возникновения флаттера рабочих колес компрессоров газотурбинных двигателей и установок на этапе их проектирования : диссертация ... кандидата технических наук / Макаров Павел Вячеславович – Москва, 2012. – 160 с.
5. Абдухакимов, Ф. А. Численное исследование влияния конструктивных параметров на прогнозирование флаттера лопаток / Ф. А. Абдухакимов, В. В. Веденеев, М. Е. Колотников, П. В. Макаров // *Проблемы машиностроения и надёжности машин*. – 2019. – № 2. – С. 17-26.
6. Макаров, П. В. Комплексный анализ динамического поведения лопаток компрессора на этапе проектирования / П. В. Макаров, М. Е. Колотников, В. В. Веденеев, Ф. А. Абдухакимов // *Авиационные двигатели*. – 2023. – № 3. – С. 49–66.
7. Хориков, А. А. Прогнозирование и диагностика флаттера лопаток осевых компрессоров авиационных ГТД / А. А. Хориков // *Труды ЦИАМ № 1311*. – Москва: ЦИАМ, 2002. – 352 с.
8. Колотников, М. Е. Исследование динамической напряжённости широкохордного вентилятора при стендовых испытаниях / М. Е. Колотников, П. В. Макаров, В. М. Сачин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – Т. 56, № 9. – С. 58–64.
9. Хориков, А. А. Исследование флаттера рабочих лопаток вентилятора на режиме срывного обтекания / А. А. Хориков, С. Ю. Данилкин // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева (национального исследовательского университета)*. – 2011. – Т. 10, №3-2. – С. 57–63.

Calculated detuning from flutter and experimental validation of the energy method of its prediction in the blades of the GTE compressor

P. V. Makarov	Candidate of Science (Engineering), Head of the Department; Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation; email: pvmakarov@ciam.ru
S. A. Chepiga	Head of the Design Bureau; Salyut Machine-Building Association, Moscow, Russian Federation; email: s.chepiga@uecrus.com
O. Y. Voronin	Head of the Design Department; Salyut Machine-Building Association, Moscow, Russian Federation; email: o.voronin@uecrus.com
M. E. Kolotnikov	Doctor of Science (Engineering), Professor, Leading Researcher; Lomonosov Moscow State University, Institute of Mechanics, Moscow, Russian Federation; email: mekolotnikov@mail.ru
V. V. Vedeneev	Doctor of Science (Phys.–Math.), Professor, Deputy Director of Research; Lomonosov Moscow State University, Institute of Mechanics, Moscow, Russian Federation; email: vasily@vedeneev.ru
F. A. Abdukhakimov	Candidate of Science (Phys.–Math.), Researcher; Lomonosov Moscow State University, Institute of Mechanics, Moscow, Russian Federation; email: afa_mech@mail.ru

The work is devoted to demonstrating the effectiveness of the energy method for predicting self-oscillations (flutter) using the example of a monowheel of the 1st stage of a low-pressure compressor of a gas turbine engine. Flutter was detected during engine tests by the monowheel strain gauge method and using contactless diagnostic tools. Using an engineering calculation technique based on the energy method, the monowheel was detuned from flutter by re-profiling the blades. The calculated distribution of the work of non-stationary aerodynamic forces on the elastic movements of the blade during the oscillation cycle according to its own shape allows the designer to focus on the contribution of certain areas of the blade during detuning from the flutter and minimize the loss of aerodynamic parameters. In this work, for the first time in the domestic engine industry, an experimental verification of the absence of a flutter of a computationally tuned compressor impeller was successfully carried out using the energy method when testing it as part of an engine. The developed technique makes it possible to obtain a significant economic effect from reducing the volume of tests and eliminating the risk of engine failure.

Keywords: self-oscillation (flutter); energy method; compressor; validation; blade re-profiling; detuning from self-oscillation; monowheel (bisk)

Citation: Makarov, P. V., Chepiga, S. A., Voronin, O. Y., Kolotnikov, M. E., Vedeneev, V. V. and Abdukhakimov, F. A. (2025), "Calculated detuning from flutter and experimental validation of the energy method of its prediction in the blades of the GTE compressor", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 2, pp. 56-72. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-56-72. (In Russian; abstract in English).

References

1. Lokshantov, E. A., Mikhailov, V. M. and Khorikov, A. A. (1980), “Statisticheskoe prognozirovanie flattera lopatok turbomashin” [Statistical prediction of flutter of turbomachine blades], *Aerouprugost' turbomashin* [Aeroelasticity of turbomachines]: collection of scientific papers, AN USSR [Academy of Sciences of the Ukrainian SSR], Institut problem prochnosti [Institute for Problems of Strength], Editorial board: G. S. Pisarenko (executive editor) et al., Naukova dumka, Kiev, pp. 73–81. (In Russian)
2. Vedeneev, V. V., Kolotnikov, M. E., Makarov, P. V. and Firsanov, V. V. (2011), “3D modeling of blade flutter in modern gas turbine engines”, *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, vol. 10, no. 3-1, pp. 47–56. (In Russian)
3. Vedeneev, V. V., Kolotnikov, M. E. and Makarov, P. V. (2015), “Experimental validation of numerical blade flutter prediction”, *Journal of Propulsion and Power*, vol. 31, no. 5, pp. 1281–1291.
4. Makarov, P. V. (2012), *Prognozirovanie i issledovanie usloviy vozniknoveniya flattera rabochikh koles kompressorov gazoturbinnnykh dvigateley i ustanovok na etape ikh proektirovaniya* [Prediction and investigation of the conditions for the occurrence of the impeller flutter of compressors of gas turbine engines and installations at the design stage], PhD thesis, Moscow, 160 p. (In Russian)
5. Abdukhakimov, F. A., Vedeneev, V. V., Kolotnikov, M. E. and Makarov, P. V. (2019), “Numerical investigation of the effect of design parameters on the blade flutter prediction”, *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, vol. 48, no 2, pp. 111–118.
6. Makarov, P. V., Kolotnikov, M. E., Vedeneev, V. V. and Abdukhakimov, F. A. (2023), “Comprehensive analysis of compressor blades' dynamic behavior at the design stage”, *AVIATION ENGINES Journal*, no. 3, pp. 49-66. DOI: 10.54349/26586061_2023_3_49. (In Russian)
7. Khorikov, A. A. (2002), *Prognozirovanie i diagnostika flattera lopatok osevykh kompressorov aviatsionnykh GTD* [Predictions and diagnostics of blade flutter in axial compressors of aviation gas turbine engines], CIAM, Moscow, 352 p. (Proceedings of CIAM; no. 1311). (In Russian)
8. Kolotnikov, M. E., Makarov, P. V. and Sachin, V. M. (2008), “Investigation of the dynamic tension of a wide-chord fan during stand tests”, *Aviacionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya* [Aerospace engineering and technology], vol. 56, no. 9, pp. 58–64. (In Russian)
9. Khorikov, A. A. and Danilkin, S. Y. (2011), “Research of the fan blades flutter on the stalling airflow mode”, *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S. P. Koroleva (natsional'nogo issledovatel'skogo universiteta)* [VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering], vol. 10, no. 3-2, pp. 57–63. (In Russian)