



**Министерство образования
Российской Федерации**

**РЫБИНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АВИАЦИОННАЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ им. П.А. СОЛОВЬЕВА**

В.С. Чигрин

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК И ДИСКОВ ГТД

Пособие по лабораторному практикуму

Рыбинск, 2005

УДК 621.44 (076.5)

Колебания/ В.С. Чигрин. – Пособие по лабораторному практикуму – Рыбинск: РГАТА, 2005. - 20 с.

Кратко изложены теоретические основы каждой работы, содержатся описания лабораторных работ, объектов исследования (моделей рабочих лопаток компрессоров и турбин, дисков и роторов ГТД), лабораторных установок и аппаратуры. Определены цели работ и порядок их выполнения, приведены необходимые расчетные формулы, сформулированы вопросы для самоконтроля.

Для студентов специальности “Конструкция и прочность авиационных двигателей и энергетических установок”.

Ил. 9. Библиогр.: 4 назв.

ВВЕДЕНИЕ

Стремление к увеличению мощности и снижению веса авиационных двигателей привело к широкому использованию тонкостенных конструкций, для которых всегда существует опасность развития разрушительных колебаний.

Опасными в смысле динамических разрушений оказываются все типичные для газотурбинных двигателей элементы: лопатки ротора и статора, диски, валы, оболочки.

В настоящее время расчеты упругих колебаний являются неотъемлемой частью проектирования двигателя, а экспериментальные проверки – обязательной составляющей доводочных работ, предшествующих внедрению нового двигателя в производство и эксплуатацию.

Типичная программа исследования вибраций конструкции включает в себя следующие этапы:

- определение частот собственных колебаний;
- выявление и анализ сил, возбуждающих колебания;
- анализ сил демпфирования, глущащих колебания;
- расчет вынужденных колебаний, особенно установление возможных резонансов;
- проведение мероприятий для устранения опасных по вибрациям состояний в диапазоне эксплуатационных режимов работы двигателя;
- экспериментальную проверку полученных результатов – испытание конструкции на виброблагополучие.

При выполнении лабораторных работ студенты должны получить навыки теоретической и экспериментальной оценки вибросостояния основных элементов двигателя, ознакомиться с современными методами расчетов вибропараметров деталей, научиться пользоваться аппаратурой для определения форм и частот колебания элементов, делать выводы из материалов расчета и эксперимента и выработать рекомендации по снижению динамических нагрузок в элементах двигателя.

Для более качественного выполнения лабораторных работ и сокращения времени оформления отчетов по ним, студенты накануне проведения лабораторных работ самостоятельно изучить лекционный материал и рекомендуемую литературу по теме работы, оформить теоретическую часть отчета, выполнить заготовки протоколов и графиков, изучить схемы лабораторных установок, правила работы и меры безопасности при работе на них, подготовиться к ответам на контрольные вопросы. Это улучшит качество подготовки и экономит время. Для выполнения лабораторной работы студентам необходимо иметь калькуляторы и чертежные инструменты.

Лабораторная работа считается выполненной, если решены все задачи, оформлены отчеты, сделаны выводы по каждой задаче и работе в целом и состоялось собеседование с преподавателем, проводившим работу.

1. РАБОТА №1. ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН

1.1. Цель работы

1. Выяснить физическую сущность колебаний рабочих лопаток ГТД.
2. Исследовать влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на частоту собственных колебаний лопаток.
3. Ознакомиться с экспериментальными и расчетными методами определения форм и частот собственных колебаний модели лопатки.

1.2. Содержание работы

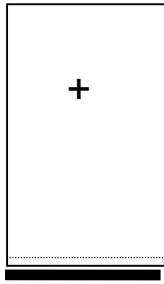
1. Выявление частот и определение форм собственных изгибных и крутильных колебаний модели лопатки экспериментально и расчетным методом.
2. Определение влияния способа закрепления лопатки (величины усилия заделки) на частоту ее собственных изгибных колебаний.
3. Определение влияния нагрева лопатки на частоту ее собственных изгибных колебаний.

1.3. Теоретическая часть

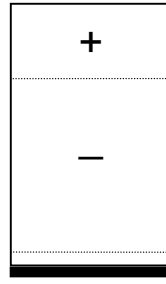
При работе компрессора или турбины на лопатки кроме статических нагрузок (центробежных и газовых сил) действуют периодически меняющиеся силы, обусловленные отклонением параметров газа по окружности рабочего колеса, многочисленными возмущениями потока, обтекающего неподвижные стойки и лопатки в проточной части двигателя, неравномерностью распыла топлива и его сгорания в камере и т.п. Эти динамические возмущения вызывают колебания лопаток, и в них возникают дополнительные динамические напряжения, ведущие к усталостным явлениям в материале лопатки. С течением времени в колеблющейся лопатке появляются усталостные трещины, и происходит ее разрушение. Статистика показывает, что причиной большинства прочностных дефектов лопаток являются колебания. Именно вибропрочность лопатки определяет в значительной степени долговечность, ресурс и надежность двигателя в целом. Поэтому при проектировании лопаток задача состоит в том, чтобы определить формы и частоты их колебаний, выявить и проанализировать силы, которые могут возбудить колебания лопатки, определить силы демпфирования, рассчитать возможные резонансы и оценить работоспособность лопатки.

Если лопатку представить весьма упрощенно как плоскую пластину, закрепленную жестко с одной стороны, то можно выделить три вида колебаний таких пластин: изгибные (стержневые и пластиночные) и крутильные (рис.1.1). Внутри каждого вида формы колебаний отличаются числом узловых линий и нумеруются в соответствии с их числом. Каждая форма имеет свою определенную частоту собственных колебаний, зависящую от размеров лопатки. Чем больше число узловых линий (выше форма колебаний), тем выше и частота колебаний.

1-я форма



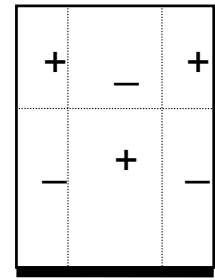
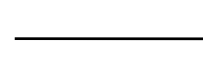
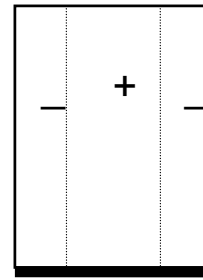
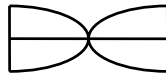
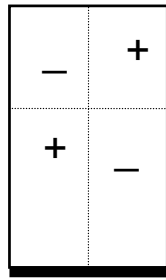
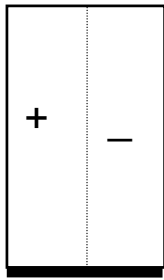
2-я форма



3-я



Изгибные формы



Крутильные формы

Пластиночные формы

Рис.1.1. Формы колебаний лопатки

Точные решения, определяющие частоты и формы колебаний лопаток, существуют только для стержней или пластин (какими можно иногда считать и слабо закрученные лопатки постоянного сечения). В общем случае для закрученной лопатки переменного сечения приходится довольствоваться приближенными решениями. Кроме того, если центр масс и центр жесткости в каждом сечении лопатки не совпадают (а именно так и происходит в реальных лопатках компрессоров и турбин), то при любом начальном возмущении возникают довольно сложные совместные изгибно-крутильные колебания пера лопатки. В последнее время для расчета сложных форм колебаний лопаток широко используется достаточно совершенный, но весьма трудоемкий численный метод конечных элементов.

Учет всех перечисленных обстоятельств в аналитическом решении может быть произведен только приближенно, поэтому расчеты непременно сопровождаются экспериментальными исследованиями в лабораторных и рабочих условиях.

При эксперименте пользуются резонансным методом:

- испытуемый объект (пластина, лопатка) вводится в состояние вынужденных колебаний;
- изменением частоты возбуждения добиваются резонанса, который фиксируется по росту амплитуды и появлению узловых линий (фигур Хладни).

При резонансе частота возбуждения равна собственной частоте колебаний лопатки и, если зафиксирована частота возбуждения, то тем самым определена и собственная частота колебаний лопатки.

1.4. Лабораторная установка

Блок-схема лабораторной установки для исследования вибраций различных деталей и узлов ГТД представлена на рис.1.2.

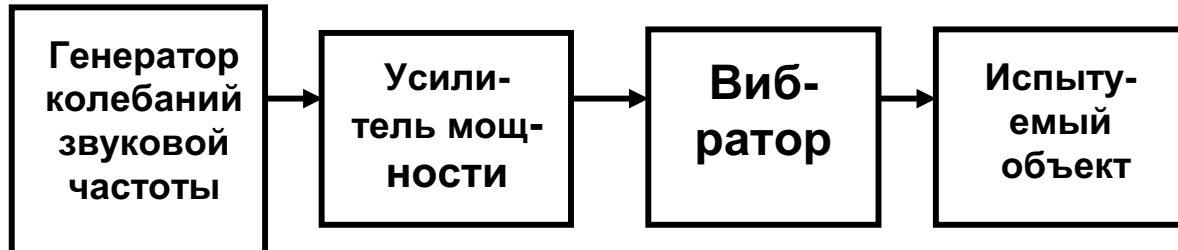


Рис.1.2. Блок-схема лабораторной установки

Линию возбуждения составляют промышленный генератор ГЗ-18, усилитель мощности и вибратор ЖГ-2. В усилитель встроены блок подмагничивания.

Звуковой генератор дает возможность получать незатухающие электрические колебания синусоидальной формы в диапазоне частот от 20 до 20000 Гц.

Электрические колебания заданной амплитуды и частоты поступают в усилитель мощности и далее с выхода усилителя на обмотку рабочей катушки вибратора (рис.1.3). Испытуемый объект (лопатка) крепится гайкой через пружину на рабочем столе вибратора. По катушке подмагничивания пропускается постоянный ток от блока подмагничивания, создающий постоянное магнитное поле.

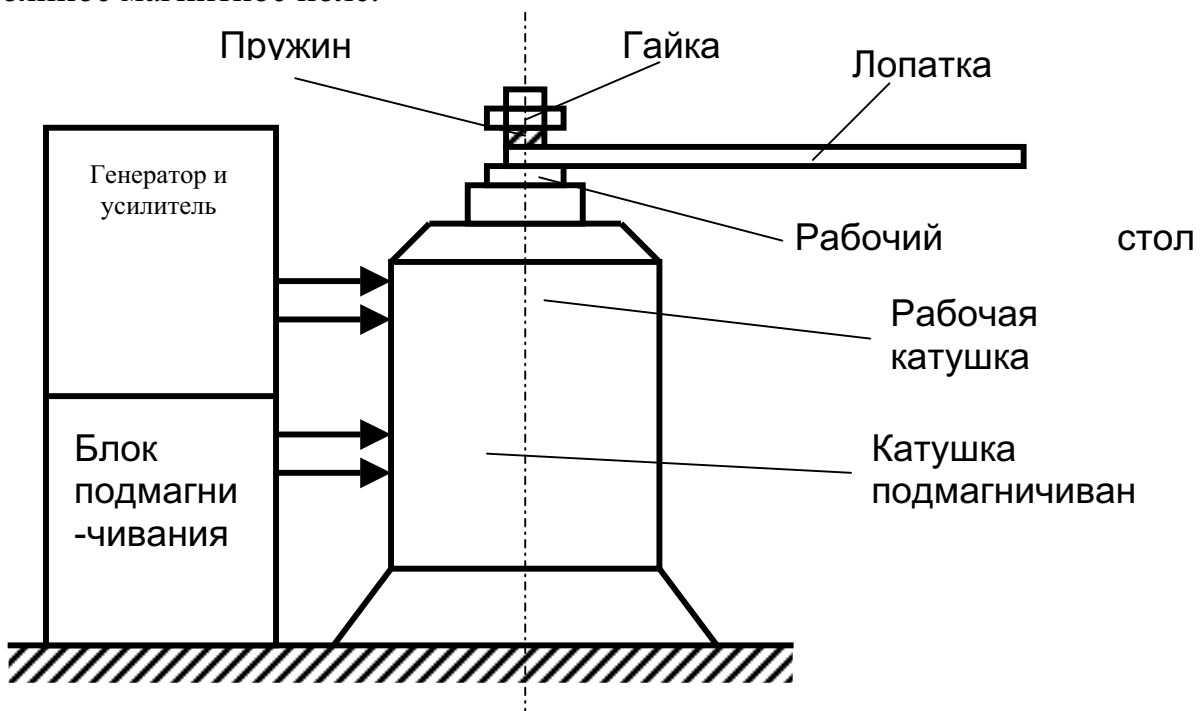


Рис. 1.3. Схема лабораторной

Переменное магнитное поле в рабочей катушке взаимодействует с постоянным магнитным полем в катушке подмагничивания, создавая силу, приводящую к колебаниям рабочей катушки.

1.5. Экспериментальное выявление форм колебаний лопатки

Определение частот и форм собственных колебаний лопатки необходимо начинать с основного тона. Частота вынужденных колебаний пластины, задаваемая генератором ГЗ-18, меняется плавным поворотом рукоятки настройки генератора. Точность настройки генератора на резонанс проверяется при помощи песочных фигур. Для их получения горизонтально закрепленную колеблющуюся пластину посыпают тонким слоем кварцевого песка. При наступлении резонанса песок собирается на узловых линиях. Настройка на резонанс тем точнее, чем четче песочные фигуры.

Исправность всех составных частей лабораторной установки и правильность их соединения между собой проверяется внешним осмотром.

Лопатка (пластина) крепится на столе рабочей катушки гайкой (см. рис.1.3), при этом витки пружины должны быть полностью сжаты.

В сеть включают генератор ГЗ-18, а также блок усилителя. Время прогрева стенда и выхода его на рабочий режим – 3...5 мин. После прогрева генератора выполняется контроль разбаланса частот и подстройка генератора. Затем плавным поворотом рукоятки настройки осуществляется настройка генератора. Ручка "Регулировка уровня" должна находиться в таком положении, чтобы амплитуда колебаний пластины была максимальной.

Задача № 1

Меняя настройку частоты генератора, получить узловые линии на пластине для первых пяти – семи форм изгибных колебаний. Зарисовать формы и записать соответствующие им частоты колебаний.

Закрепить на кромке пластины дополнительный грузик для смещения центра масс от оси пластины. Получить узловые линии крутильных колебаний, зарисовать их, записать соответствующие им частоты колебаний.

1.6. Экспериментальное исследование влияния эксплуатационных факторов на частоту колебаний лопатки

Задача №2

Установить пластину в положение для получения изгибных форм, полностью затянуть гайку. Получить первую форму изгибных колебаний, зафиксировать частоту. Отвернуть гайку на один оборот, ослабив затяжку пружины, получить первую форму изгибных колебаний, отметить изменение частоты. Опыт повторить несколько раз до практически полного ослабления затяжки пружины, фиксируя каждый раз частоты колебаний пластины по первой изгибной форме. По полученным данным построить графическую зависимость частоты колебаний лопатки от величины усилия заделки.

Задача №3

Установить пластину в положение для получения изгибных форм, полностью затянуть гайку. Получить первую изгибную форму, зафиксировать частоту. Нагреть пластину равномерно спиртовкой, получить первую форму изгибных колебаний, отметить изменение частоты. Сделать вывод о влиянии нагрева лопатки на изменение частоты ее собственных колебаний.

1.7. Аналитическое определение частоты основного тона собственных колебаний лопатки

Расчет собственных частот изгибных форм колебаний ведется по формулам для плоской пластины в плоскости ее наименьшей жесткости (рис. 1.4).

Дифференциальное уравнение изгибных колебаний получается на основе трех следующих уравнений:

$$dM = Qdx = 0; \quad dQ + qdx = 0; \quad M = EI \frac{d^2 y}{dx^2}. \quad (1.1)$$

В уравнениях (1.1) I - минимальный момент инерции сечения пластины; q - интенсивность инерционной поперечной нагрузки; M и Q - момент и сила, действующие на выделенный элемент; E - модуль упругости первого рода материала пластины.

Первые два уравнения представляют собой условия равновесия моментов и сил бесконечно малого элемента пластины, третья формула связывает ее изгибную деформацию с изгибающим моментом.

Для гармонических колебаний

$$q = mYp^2, \quad (1.2)$$

где $m = \rho \times F$ - масса единицы длины; Y - амплитуда колебаний в данном сечении; p - угловая частота собственных колебаний (рад/с), ρ - плотность материала лопатки.

Решая совместно уравнения (1.1) и последовательно исключая Q и M , получим следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 Y}{dx^2} \right) - mp^2 Y = 0. \quad (1.3)$$

Сведем все геометрические характеристики пластины и характеристики материала в единый комплекс:

$$k^4 = \frac{\rho F p^2 l^4}{EI}. \quad (1.4)$$

Если известен параметр k , то частоту колебаний в герцах легко подсчитать по формуле:

$$f = \frac{p}{2\pi} = \frac{k^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho F}}. \quad (1.5)$$

Параметр k определяется на основе решения дифференциального уравнения (1.3) с граничными условиями, задаваемыми способом закрепления лопатки на диске.

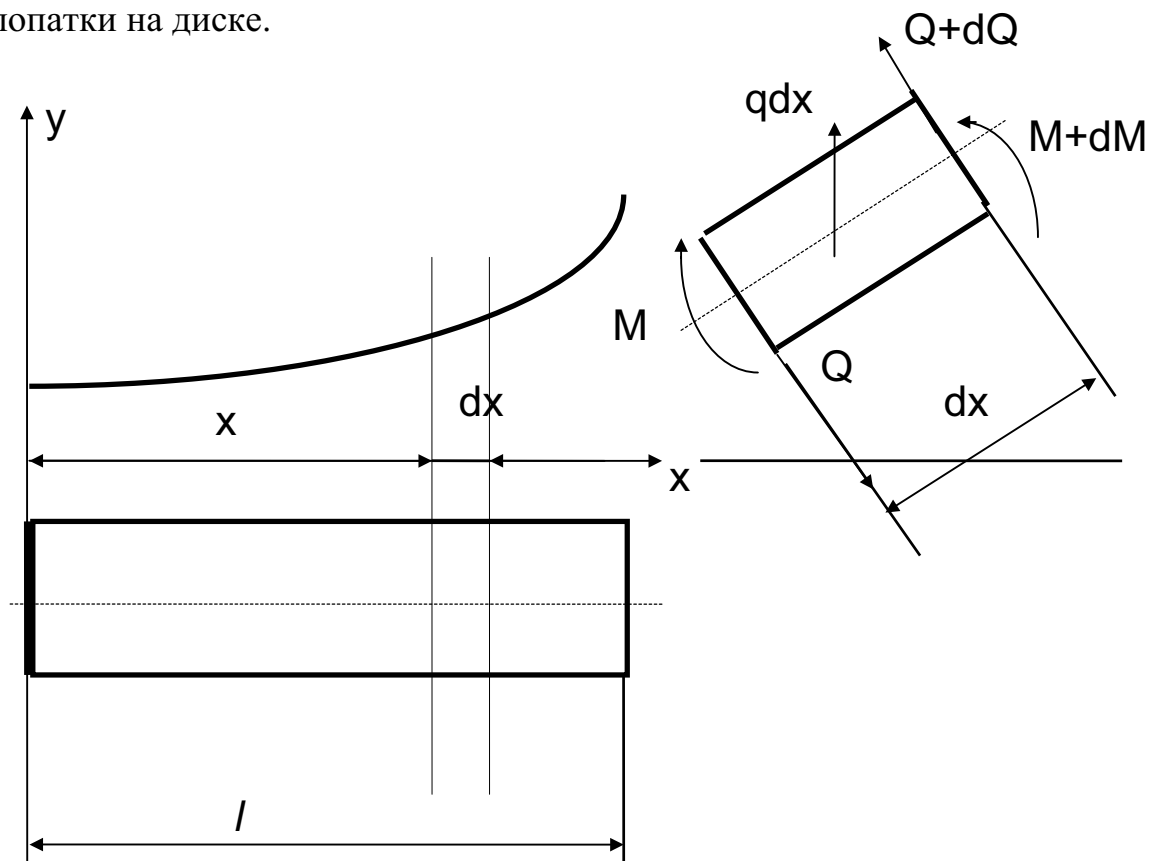


Рис. 1.4. Расчетная схема нагрузок

Наиболее типичным креплением рабочих лопаток является жесткая заделка корневого сечения и незакрепленный конец пера лопатки (консольное крепление). Для этого случая $k_1 = 1,875$, $k_2 = 4,694$, для последующих — $k_n = (n - 0,5)\pi$. Квадраты коэффициентов k_n показывают соотношение собственных частот колебаний лопатки:

$$p_1 : p_2 : p_3 : p_4 \dots = 1 : 6,28 : 17,53 : 34,36 \dots$$

Другим типичным креплением лопатки является шарнирное. Для него $k_1 = 0$, $k_n = (n - 0,75)\pi$, $n = 2, 3 \dots$

Для такого крепления

$$p_2 : p_3 : p_4 \dots = 1 : 3,24 : 6,76 \dots$$

Формула (1.5) остается справедливой и для пластин переменного сечения. Вопрос сводится лишь к способу достаточно точного получения величины k .

Испытуемая пластина имеет длину до заделки $l = 295$ мм, ширину $b = 69,5$ мм, толщину $h = 2,5$ мм. Плотность материала пластины составляет 7800 кг/м³, модуль упругости $E = 1,95 \cdot 10^5$ МН/м².

Момент инерции сечения пластины относительно нейтральной оси при изгибе в плоскости минимальной жесткости рассчитывают по формуле

$$I = b h^3 / 12,$$

площадь сечения пластины $F = b h$.

Задача №4

Рассчитать по формуле (1.5) для испытуемой пластины три первые частоты изгибных колебаний, сравнить их с полученными в эксперименте и определить относительные погрешности в процентах по формуле

$$\delta = \frac{|f_n^{\text{э}} - f_n^{\text{с}}|}{f_n^{\text{э}}} \cdot 100 ,$$

где $f_n^{\text{э}}$ и $f_n^{\text{с}}$ - экспериментальная и расчетная частоты n -й формы колебаний.

1.8. Расчет на ЭВМ частот и форм собственных колебаний лопаток авиационных ГТД методом конечных элементов

В настоящее время для анализа динамических характеристик элементов конструкций широко применяют численные методы и прежде всего метод конечных элементов (МКЭ). Для этого используют пакеты прикладных программ, например, SolidWorks и Cosmos, или Unigraphics и Ansis. Идея метода конечных элементов состоит в разбиении исследуемой конструкции на отдельные области (элементы) треугольной или прямоугольной формы в плане. Для каждого элемента вычисляют все необходимые характеристики, которые затем объединяют в единый ансамбль с учетом совместимости деформаций всех точек конструкции. Обычно метод конечных элементов используется либо в форме матричного метода сил, либо в форме матричного метода перемещений.

Для расчета частот и форм собственных колебаний конструкции с помощью МКЭ берут уравнение динамики, которое в матричной форме записывают как

$$[M] \{\ddot{q}\} + [K] \{q\} = \{0\},$$

где $[K]$, $[M]$ - соответственно матрицы жесткости и масс всей лопатки; $\{q\}$ - вектор перемещений узлов лопатки при изгибных колебаниях.

Для малых линейных колебаний можно принять

$$\{q\} = \{q_0\} \sin \omega t,$$

где $\{q_0\}$ - вектор амплитуд перемещений узлов;

$\omega = 2\pi f$ - частота собственных колебаний, рад/с,

f - частота собственных колебаний, Гц.

С учетом этого уравнение динамики примет вид

$$([K] - \omega^2 [M]) \{q_0\} = \{0\}.$$

Это матричное выражение представляет собой однородную систему линейных алгебраических уравнений, решение которой дает вектор собственных частот и матрицу форм колебаний лопатки. Задача сводится, таким образом, к вычислению матриц жесткости $[K]$ и масс $[M]$ лопатки, которые формируются из матриц жесткости $[k]$ и масс $[m]$ составляющих ее конечных элементов.

Для i -го узла элемента лопатки вектор перемещений при изгибе имеет вид

$$\{q_i\} = \begin{Bmatrix} W_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{Bmatrix},$$

где угловые перемещения определяются производными

$$\theta_{xi} = (\partial W / \partial y)_i \text{ и } \theta_{yi} = (-\partial W / \partial x)_i,$$

где W - прогиб произвольной точки треугольного элемента.

В простейшем случае для плоской пластины программа реализует вариант МКЭ в двухмерном варианте в форме метода перемещений. В качестве конечных элементов принимаются тонкие пластинки треугольной формы (рис.1.5), что предполагает выбор в качестве объектов исследования динамики тонкостенные конструкции типа пластинок и пологих незамкнутых оболочек. Программа позволяет выполнять расчет частот и форм собственных колебаний лопаток ГТД методом конечных элементов.

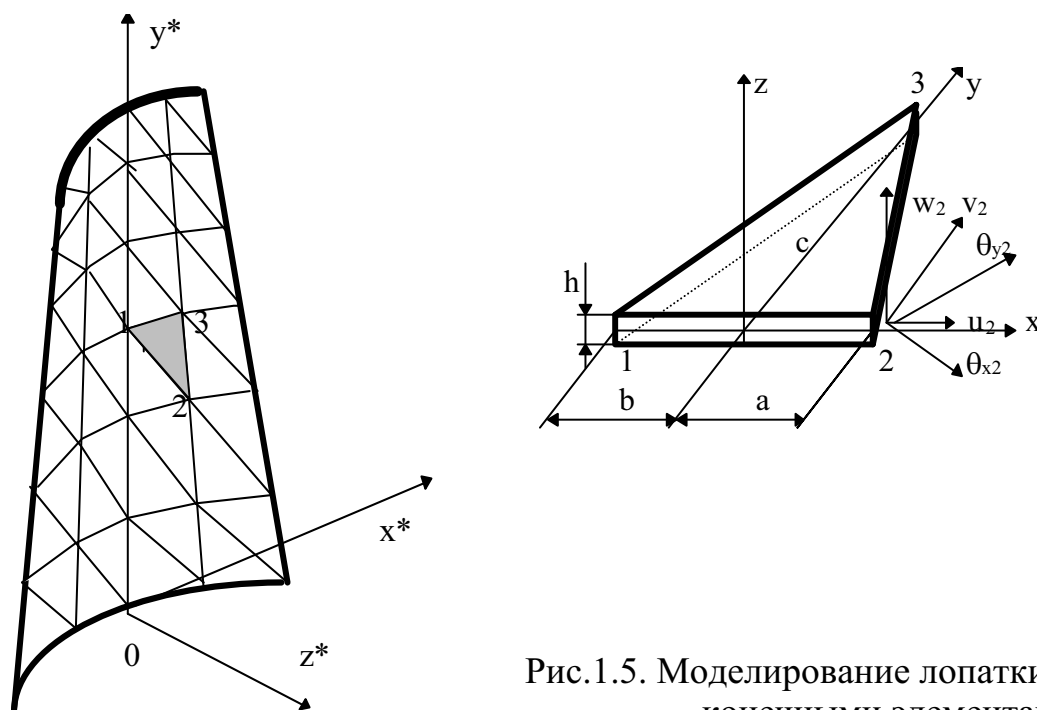


Рис.1.5. Моделирование лопатки конечными элементами

Для проведения расчета исследуемая лопатка (пластина) разбивается на треугольные конечные элементы. Исходные данные, необходимые для расчета, включают следующие группы величин:

1. Параметры, определяющие размерности матриц. К ним относятся: число конечных элементов и узлов, на которые расчленена конструкция; число степеней свободы каждого конечного элемента и узла; число закрепленных узлов.

2. Параметры, характеризующие топологию конструкции. Они описывают геометрию и размеры конструкции, форму и взаимное расположение конечных элементов, граничные условия. К этим данным относятся массивы нумерации узлов конечных элементов, номеров граничных

узлов конструкции, координат узлов в общей декартовой системе координат, толщин конечных элементов.

3. Физико-механические характеристики материала конструкции.

4. Вспомогательные величины.

В результате расчета на печать выводится спектр частот собственных колебаний лопатки и формы колебаний (прогибы узловых точек), соответствующие каждой частоте. Ширина спектра (число вычисленных частот и форм) определяется числом степеней свободы лопатки, т. е. числом ее свободных узлов, умноженным на три перемещения в каждом узле. Для удобства пользования выходными данными частоты собственных колебаний представляют в герцах.

1.9. Построение частотной диаграммы

Центробежная сила собственной массы вращающейся рабочей лопатки стремится вернуть колеблющуюся лопатку в среднее положение, как бы увеличивая ее жесткость. С увеличением частоты вращения величина центробежной силы возрастает, что приводит к увеличению частоты собственных изгибных колебаний лопатки при той же форме.

Частота собственных колебаний вращающейся лопатки (динамическая частота) может быть определена по формуле, Γ_c ,

$$f_d = \sqrt{f_c^2 + B n_c^2},$$

где f_c - частота собственных колебаний невращающейся лопатки;

n_c - секундная частота вращения ротора; B - коэффициент пропорциональности, зависящий от геометрических размеров и формы колебаний лопатки.

Для основного тона колебаний лопатки коэффициент B определяется по формуле

$$B = 1 + R / l,$$

где R - радиус крепления лопатки (наружный радиус обода диска),

l - длина лопатки.

При работе двигателя может оказаться, что динамическая частота колебаний лопатки совпадает с частотой какой-либо возбуждающей силы, т.е. возникает резонансный режим.

Резонансные частоты вращения ротора двигателя удобно определять графически с помощью частотной диаграммы (рис.1.6).

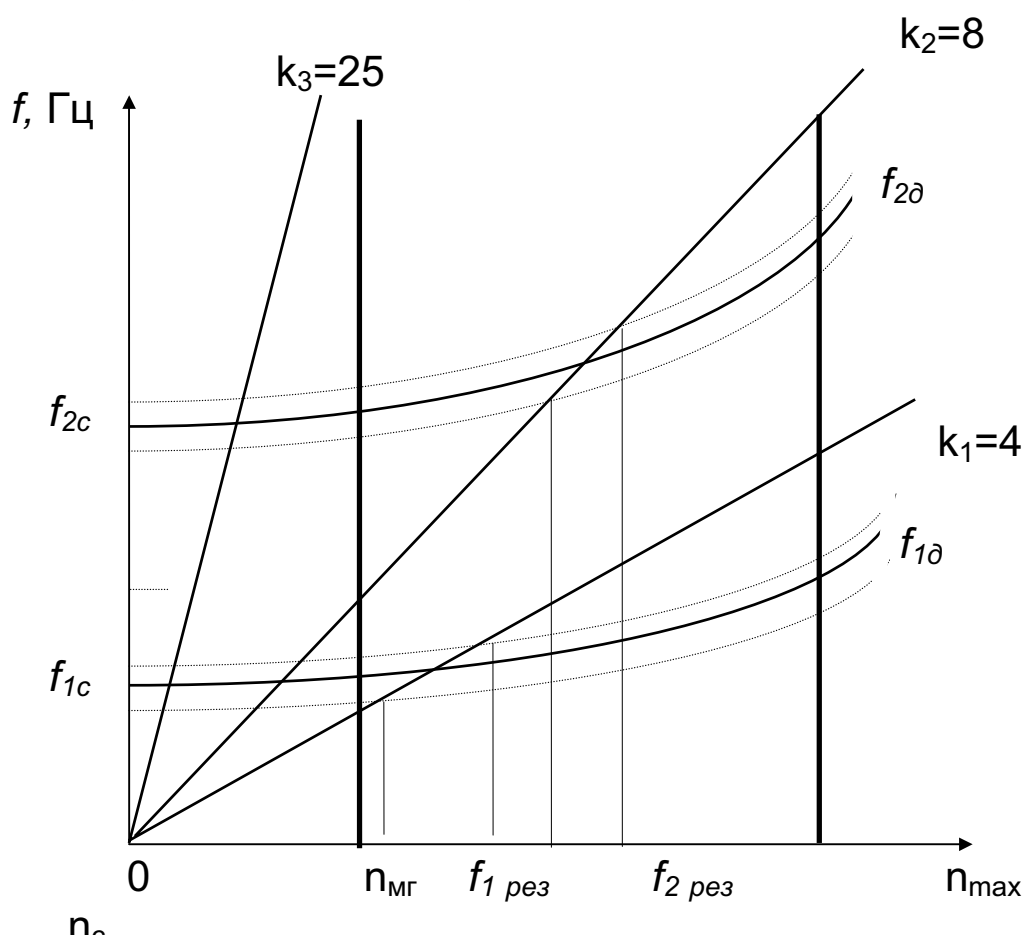
По оси абсцисс откладывают секундную частоту вращения ротора, на ней же отмечают обороты малого газа и максимального режима работы двигателя. По оси ординат откладывают частоты колебаний лопатки. На диаграмме строят кривые динамических частот анализируемых форм колебаний лопатки.

Из начала координат проводятся лучи, представляющие собой частоты возбуждающих сил, кратные частоте вращения ротора:

$$f_{\text{возб}} = k n_c,$$

где k - число кратности (или просто кратность), определяющее порядок гармоник возбуждающей силы. Оно выбирается исходя из числа неподвижных конструктивных элементов, находящихся в проточной части двигателя по

потоку до анализируемой лопатки (число стоек, лопаток направляющего аппарата, форсунок или жаровых труб в камере сгорания и т.п.).



Пересечение линий частот возбуждающих сил с кривыми динамических частот колебаний лопатки дает резонансные частоты вращения ротора (на рис.1.5 показаны резонансные диапазоны, обусловленные технологическим разбросом частот собственных колебаний лопаток в одном лопаточном венце).

Обычно стремятся к тому, чтобы резонансные режимы не находились в рабочем диапазоне частот вращения ротора (между оборотами малого газа и максимальными оборотами).

Задача № 5

По полученным в эксперименте данным построить частотную диаграмму для первых пяти форм изгибных колебаний лопатки, приняв максимальные обороты равными 200 об/с, обороты малого газа - 95 об/с, радиус обода диска - 200 мм, кратность частот возбуждающих сил $k_1 = 3$ (три стойки конуса воздухозаборника), $k_2 = 4$ (четыре стойки переднего корпуса компрессора), $k_3 = 25$ (25 лопаток входного направляющего аппарата).

1.10. Оформление результатов лабораторной работы

Проанализировать полученные в лабораторной работе результаты, выполнить необходимые вычисления, сделать выводы, оформить отчет по выполнению работы.

Контрольные вопросы

1. В чем суть экспериментального метода определения форм и частот собственных колебаний лопатки?
2. Назовите виды и формы колебаний лопаток.
3. Какие параметры влияют на частоту собственных колебаний лопаток?
4. Какие факторы влияют на частоту вынужденных колебаний лопаток?
5. Как по частотной диаграмме определить резонансные частоты вращения ротора?
6. Какие конструктивные мероприятия позволяют уменьшить вибронапряжения в лопатках компрессоров и турбин?
7. Как влияет частота вращения ротора двигателя на частоту собственных колебаний рабочих лопаток?
8. Из каких основных элементов состоит лабораторная установка для исследования колебаний лопаток?

2. РАБОТА №2. ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ДИСКОВ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН

2.1. Цель работы

1. Выяснить физическую суть колебаний дисков роторов ГТД.
2. Исследовать влияние конструктивных факторов на частоту собственных колебаний дисков.
3. Ознакомиться с экспериментальными методами определения форм и частот собственных колебаний модели диска.

2.2. Содержание работы

1. Выявление частот и определение форм собственных колебаний модели диска экспериментально и расчетным методом.
2. Определение влияния способа закрепления диска на частоту его собственных изгибных колебаний.

2.3. Теоретическая часть

Высокая степень точности оценки статической прочности дисков авиационных ГТД, высокий уровень технологии и качество материалов, применяемых для их изготовления, а также стремление получить конструкцию минимальной массы позволяют выполнять диски компрессоров и турбин весьма тонкими при заданном запасе статической прочности. Однако уменьшение толщины диска создает при работе двигателя угрозу возникновения его опасных резонансных колебаний. Всплески динамических напряжений могут привести к разрушению диска, несмотря на наличие вполне достаточных запасов статической прочности.

Разрушение диска влечет за собой тяжелейшие последствия как для двигателя, так и для летательного аппарата в целом. Поэтому расчет и экспериментальная проверка дисков на вибрацию являются неотъемлемыми этапами проектирования и доводки турбин и компрессоров.

Основой для оценки колебательных явлений в дисках является изучение полного спектра собственных частот и форм его колебаний. Спектр

собственных частот и форм колебаний - это всевозможные виды и формы колебаний дисков, которые могут возникнуть в рабочих условиях в силу различных причин.

Характерными для плоских дисков являются колебания с узловыми диаметрами, с узловыми окружностями, комбинированные (с узловыми диаметрами и узловыми окружностями) и зонтичные. Возможные формы колебаний дисков представлены на рис.2.1.

К первой группе относятся циклические симметричные формы (колебания с узловыми диаметрами без узловых окружностей). Отличие форм происходит по числу узловых диаметров: чем выше форма - тем больше диаметров и выше частота колебаний диска. Из всех возможных видов колебаний дисков - это наиболее опасные, особенно низшие их формы. К счастью, на практике колебания с одним узловым диаметром (самые опасные) в чистом виде не встречаются.

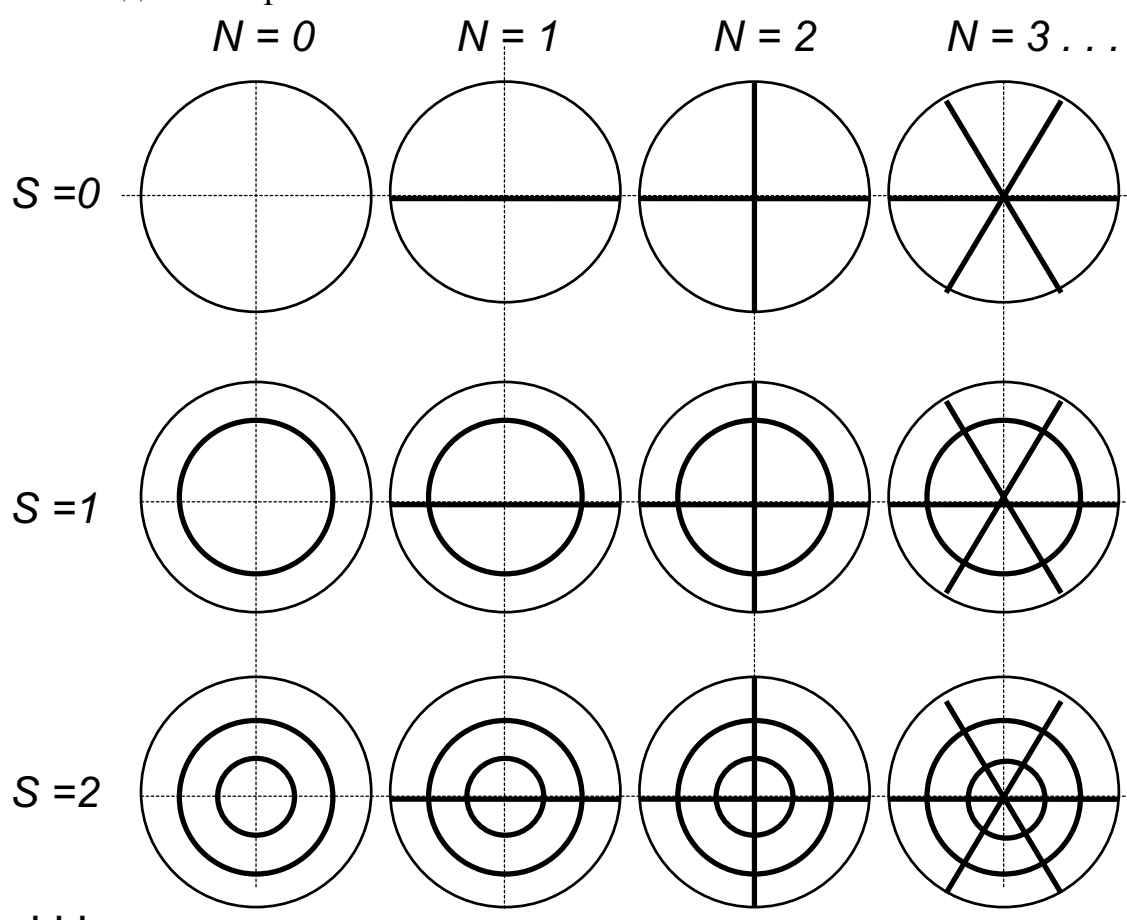


Рис.2.1. Формы колебаний дисков: N – число узловых диаметров; S – число узловых окружностей

Общей характерной особенностью циклических симметричных форм колебаний является их полная динамическая уравновешенность. Это создает большие трудности при контроле колебаний дисков, так как обнаружить такие колебания с помощью аппаратуры, установленной на корпусе двигателя, практически невозможно.

Ко второй группе относятся осесимметричные формы колебаний - колебания с узловыми окружностями без узловых диаметров. Расположение узловых окружностей зависит от профиля диска и способа его закрепления. Такие

колебания динамически неуравновешенны в осевом направлении и создают на опорах ротора, на валу или на корпусе осевую гармоническую силу.

Третья группа - комбинированные формы (колебания с узловыми диаметрами и узловыми окружностями). Они встречаются наиболее часто и классифицируются по числу узловых диаметров и узловых окружностей. Чем сложнее форма таких колебаний - тем выше их частота.

Колебания без узловых диаметров и узловых окружностей с узловой точкой в центре диска называются зонтичными (рис.8). Такие колебания могут возникнуть в роторах дискового типа, если диски не подкреплены по периферии барабанными участками или трактовыми кольцами (например, дисковый ротор компрессора двигателя РД - 20). Эти колебания являются вырожденной формой колебаний с узловыми окружностями ($N = 0, S = 0$). Они могут быть вызваны осевыми ударными нагрузками в двигателе или осевыми колебаниями вала.

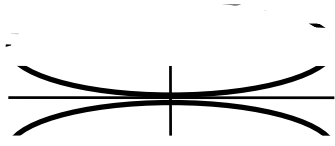


Рис.2.2. Зонтичные колебания диска

Для всех форм колебаний прогиб диска в любой точке можно записать в виде

$$w = U(r) \cos N\theta \cos pt,$$

где $U(r)$ - амплитудная функция - наибольший прогиб диска в сечении между узловыми диаметрами; θ - угловая координата точки,

отсчитываемая от сечения с максимальными прогибами; N - число узловых диаметров; p - угловая частота колебаний, показывающая изменение прогибов с течением времени t .

2.4. Аналитическое определение частот собственных колебаний диска

Каждой форме собственных колебаний диска соответствует строго определенная частота. Для простых круглых или слабokonических пластин частота колебаний в герцах может быть подсчитана по формуле

$$f_{NS} = \frac{p}{2\pi} = \frac{\alpha_{NS}}{2\pi R^2} \sqrt{\frac{D}{\rho h}}, \quad (2.1)$$

где R - радиус пластины по внешнему контуру;

ρ - плотность материала пластины;

h - толщина пластины;

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} \quad \text{- цилиндрическая жесткость;}$$

α_{NS} - коэффициент частоты для формы NS ;

E - модуль упругости материала диска;

μ - коэффициент Пуассона.

В лабораторной установке диск крепится в центральной части. Для этого случая в табл.2.1 приведены коэффициенты α_{NS} в зависимости от числа узловых диаметров и узловых окружностей.

Из формулы (2.1) следует, что частота собственных колебаний диска по данной форме прямо пропорциональна толщине диска и обратно пропорциональна квадрату радиуса диска. Частота колебаний не зависит от материала диска, так как отношение E / ρ не зависит от материала диска и для стальных и алюминиевых дисков, например, остается практически одинаковым.

Таблица 2.1

Число узловых окружностей	N = 0	N = 1	N = 2	N = 3
S = 0	3,75	3,42	5,39	12,49
S = 1	20,91	27,56	34,80	53,30
S = 2	60,68	–	–	–

В роторах барабанно-дисковой конструкции диск закреплен барабанными участками по внешнему контуру. Для этого случая значения коэффициентов α_{NS} приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Число узловых окружностей	N = 0	N = 1	N = 2	N = 3
S = 0	10,24	21,25	33,60	51
S = 1	39,80	60,80	84,60	111
S = 2	89,00	120,00	153,80	190
S = 3	158,30	199,00	243,00	–

Задача № 1

Вычислить частоту колебаний диска для форм с одним узловым диаметром, с двумя узловыми диаметрами и с двумя узловыми диаметрами и одной узловой окружностью при радиусе диска $R =$ мм, толщине $h =$ мм, модуле упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МН/м² и коэффициенте Пуассона $\mu = 0,3$ при закреплении диска в центре.

2.4. Экспериментальное определение частот и форм собственных колебаний диска

Для экспериментального определения частот и форм собственных колебаний диска используется та же методика, что и для исследования колебаний лопаток. На экспериментальной установке (рис.2.2) пластина заменяется диском. Работа с вибростендом аналогична описанной в лабораторной работе №1.

Задача № 2

Работа выполняется на лабораторной установке для исследования колебаний пластин. Вместо пластины на стойку крепится исследуемый диск, край которого поводком соединяется с рабочим столом вибратора. Пользуясь методикой, изложенной в лабораторной работе №1, с помощью песочных фигур получите 9 - 10 форм колебаний диска, зарисуйте их и запишите полученные частоты колебаний.

Полученные экспериментальные частоты собственных колебаний $f_{NS}^{\text{э}}$ сравните с расчетными $f_{NS}^{\text{р}}$ и определите относительную погрешность в процентах по формуле

$$\delta = | (f_{NS}^{\text{э}} - f_{NS}^{\text{р}}) \cdot 100 / f_{NS}^{\text{э}} | .$$

2.5. Оценка влияния способа закрепления диска на частоту его собственных колебаний

Задача № 3

Работа выполняется на той же лабораторной установке с использованием набора сменных зажимных шайб разных диаметров. Для исследования влияния способа закрепления необходимо установить диск на экспериментальную установку и закрепить его шайбой минимального диаметра. Определить экспериментально частоту его колебаний с одним узловым диаметром. Выполнить работу, закрепляя диск шайбами среднего и максимального диаметров. Сделать вывод о влиянии способа закрепления диска на частоту его собственных колебаний при заданной форме.

2.6. Построение частотной диаграммы для диска

Частоты собственных колебаний вращающегося диска выше, чем у невращающегося, вследствие восстанавливающего действия центробежных сил, стремящихся вернуть колеблющиеся элементарные массы диска в положение равновесия.

Динамическая частота колебаний вращающегося диска определяется по формуле

$$f_{\partial NS} = \sqrt{f_c^2 NS + B \cdot n_c^2} , \quad (2.2)$$

где $f_c NS$ - частота собственных колебаний неподвижного диска; n_c - секундная частота вращения ротора; B - коэффициент пропорциональности, зависящий от геометрических размеров диска, условий его закрепления и формы колебаний.

Значения коэффициента B для закрепленного в центре плоского диска без лопаточного венца приведены в табл. 2.3.

Колебания диска с узловыми диаметрами можно представить как сумму двух волновых движений: волны, бегущей в сторону вращения диска, и волны, бегущей против вращения. С увеличением скорости вращения частота бегущих назад волн уменьшается, а частота бегущих вперед волн увеличивается. Частоты вперед и назад бегущих волн определяются по формулам:

$$f_{\text{вб}} = f_g + N n_c , \quad f_{\text{нб}} = f_g - N n_c .$$

Если на вращающемся диске сторонний наблюдатель видит неподвижные узловые диаметры, это значит, что назад бегущая волна движется против вращения диска с такой же скоростью, с какой диск вращается вперед. Такой режим называется критическим. Критические скорости (режимы стоячих волн) должны находиться вне зоны эксплуатационных частот вращения ротора ГТД, так как на них наиболее часто происходят разрушения дисков.

Таблица 2.3

N \ S	0	1	2	3
0	0	1	2,35	4,05
1	3,3	5,95	8,95	12,3

Для определения резонансных и критических частот вращения диска строится частотная диаграмма (рис.2.3).

Задача № 4

По полученным в эксперименте данным построить частотную диаграмму для формы колебаний диска с одним узловым диаметром и режимов работы двигателя и кратностей возбуждающих воздействий, приведенных в лаб. работе №1.

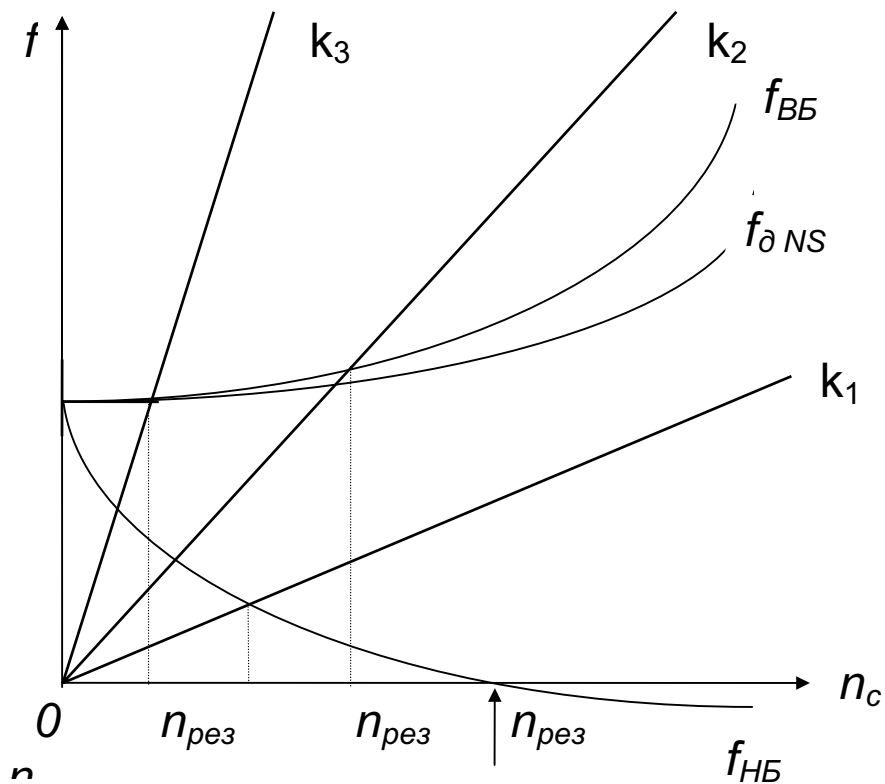


Рис. 2.3. Частотная диаграмма колебаний диска

Задача № 5

Исследовать колебания вращающегося диска, для чего привести модель диска во вращение на небольших оборотах и возбудить его колебания. Отметить, что на докритических частотах вращения колебания диска затухают.

Увеличить частоту вращения диска, возбудить колебания и, подсвечивая диск стробоскопом, наблюдать вперед- и назадбегающие волны. Отметить, что на закритических частотах вращения колебания диска развиваются.

2.7. Оформление лабораторной работы

Проанализировать материалы исследований, выполнить необходимые вычисления, сделать выводы по работе и оформить отчет.

Контрольные вопросы

1. Перечислите формы собственных колебаний дисков.
2. Какие параметры влияют на частоту собственных колебаний диска?
3. Назовите источники возбуждения колебаний дисков компрессоров и турбин.
4. Как экспериментально определить частоту собственных колебаний диска ?
5. Почему частота собственных колебаний вращающегося диска выше, чем у невращающегося диска?
6. Как по частотной диаграмме определить резонансные и критические частоты вращения диска?
7. Какие конструктивные мероприятия позволяют изменить частоты колебания диска и уменьшить вибронапряжения в диске?
8. Из каких основных элементов состоит лабораторная установка для исследования колебаний невращающегося диска?
9. Как влияет способ закрепления диска на частоту его собственных колебаний?

3. СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ И РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конструирование и проектирование авиационных газотурбинных двигателей /Под ред. Д.В. Хроина. М., 1989.
2. Кругликов А.П., Дыдюк А.Н., Макагонов В.Ф. Руководство к лабораторным работам по дисциплинам кафедры конструкции авиационных двигателей. – Х.: ХВВАИУ, 1988. – 102 с.
3. Чигрин В.С., Гаркуша А.И., Кругликов. А.П. Расчет статической и динамической прочности элементов авиационных ГТД. – Х.: ХВВАИУ, 1988.
4. Чигрин В.С., Скрипка А.И. Колебания. Учебное пособие по лабораторному практикуму. Х.: ХАИ, 1999.