

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

КАФЕДРА ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Л. В. Москаленко, М. В. Папушин, Б. П. Умушкин, Б. А. Чичков

ПОСОБИЕ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ЛАБОРАТОРНЫХ
РАБОТ

по дисциплине “Конструкция и прочность авиационных двигателей”

*для студентов специальности 130300
по направлению 552000,
всех форм обучения*

Москва - 2004

Лабораторная работа №1

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СПЕКТРА ЧАСТОТ И ФОРМ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА

1.1. Цель работы

Как при отработке, так и в процессе эксплуатации газотурбинных двигателей приходится решать ряд проблем, связанных с анализом причин вибрационного разрушения лопаток компрессора и турбины. Чаще всего поводом для таких разрушений являются опасные резонансные колебания. Предупреждение таких дефектов, а также анализ причин их появления требует проведения специальных исследований, связанных с определением динамических характеристик лопаток.

Целью настоящей работы является

- ознакомление с резонансным методом исследования спектра частот и форм собственных колебаний,
- экспериментальное изучение особенностей спектра частот и форм собственных колебаний лопатки осевого компрессора,
- сравнение результатов расчетного и экспериментального определения частоты первого тона собственных колебаний лопатки,
- анализ вероятного расположения линий максимальных вибронапряжений и трещин.

1.2. Собственные колебания. Частоты и формы собственных колебаний. Резонанс

Если лопатку подвергнуть начальной упругой деформации, а затем предоставить самой себе, то она будет совершать свободные (собственные) колебания. Эти колебания происходят со вполне определёнными для конкретной лопатки частотами, которые называют собственными.

Каждой из собственных частот соответствует своя строго определённая форма колебаний, представляющая собой мгновенное распределение прогибов по длине и поперечному сечению лопатки.

Лопатка, как и любая упругая система с распределёнными параметрами, имеет бесконечное дискретное множество собственных частот и форм колебаний.

В процессе работы двигателя лопатки подвержены воздействию переменных во времени газодинамических нагрузок. Поскольку характер изменения этих сил во времени определяется частотой вращения ротора и количеством конструктивных элементов, как правило, регулярно расположенных по кругу в проточной части двигателя, то они имеют периодический характер. Действие этих сил вызывают вынужденные колебания лопатки. При совпадении частоты внешнего воздействия с одной из собственных частот лопатки возникает резонанс, сопровождающийся ростом амплитуд колебаний и резким увеличением вибронапряжений в лопатке.

Следствием резонансных колебаний может быть появление трещин, развитие которых влечёт за собой возможность обрыва лопатки. Места зарождения усталостных трещин определяются линиями наибольших напряжений (соответствующими линиям наибольших кривизн) колеблющейся лопатки. Поскольку на резонансе форма колебаний лопатки совпадает с соответствующей собственной формой, то, возбуждая резонанс на частотах внешних нагрузок, характерных для рабочего диапазона оборотов двигателя, можно определить как формы собственных колебаний, так и наиболее вероятные места появления усталостных трещин.

Знание спектра частот собственных колебаний лопатки и опасных резонансных режимов может способствовать проведению специальных конструктивных мероприятий по отстройке от этих режимов.

Таким образом, определение форм и частот собственных колебаний позволяет

- выявить возможные резонансные режимы работы двигателя,
- определить наиболее опасные с точки зрения появления трещин места на профильной части лопатки,
- при отработке двигателя принимать меры к отстройке от опасных резонансных режимов,
- производить грамотный анализ возможных лётных происшествий в случаях обрыва лопаток рабочих колёс.

1.3. Структура спектров частот и форм собственных колебаний лопатки

Совокупность собственных частот и соответствующих форм колебаний лопатки называют её спектром. Практический интерес представляет та часть спектра, которая лежит в пределах частот до 10 – 15 килогерц. Этот частотный диапазон может включать в себя достаточно большое количество собственных частот. Для того, чтобы упорядочить анализ спектра, целесообразно подразделить их по видам и формам колебаний. Различают четыре основных вида колебаний лопатки: изгибные, крутильные, изгибно - крутильные и продольные колебания. Кроме того, лопатка может совершать колебания по более сложным пластинчатым формам. Продольные собственные колебания происходят с высокими частотами, лежащими за пределами интересующего нас диапазона.

Для удобства анализа частоты и формы собственных колебаний сводят в таблицу, имеющую форму матрицы (Рис.1.1), номера строк которой соответствуют видам колебаний (1 – изгибные, 2 – крутильные и 3 – пластинчатые и крутильные), а столбцы – номеру формы колебаний соответствующего вида. Номера форм свободных колебаний расположены в порядке возрастания собственных частот.
















$\begin{matrix} m \\ n \end{matrix}$	1	2	3	4	5
1	 $f_{1 \times 1}$	 $f_{2 \times 1}$	 $f_{3 \times 1}$	 $f_{4 \times 1}$	 $f_{5 \times 1}$
2	 $f_{1 \times 2}$	 $f_{2 \times 2}$	 $f_{3 \times 2}$	 $f_{4 \times 2}$	 $f_{5 \times 2}$
3	 $f_{1 \times 3}$	 $f_{2 \times 3}$	 $f_{3 \times 3}$	 $f_{4 \times 3}$	 $f_{5 \times 3}$

Рис.1.1. Таблица форм и частот собственных колебаний лопатки

Частоты собственных колебаний возрастают с усложнением форм колебаний, которые схематично показаны в таблице узловыми линиями, соответствующими линиям нулевых перемещений пера лопатки (Рис. 1.2)

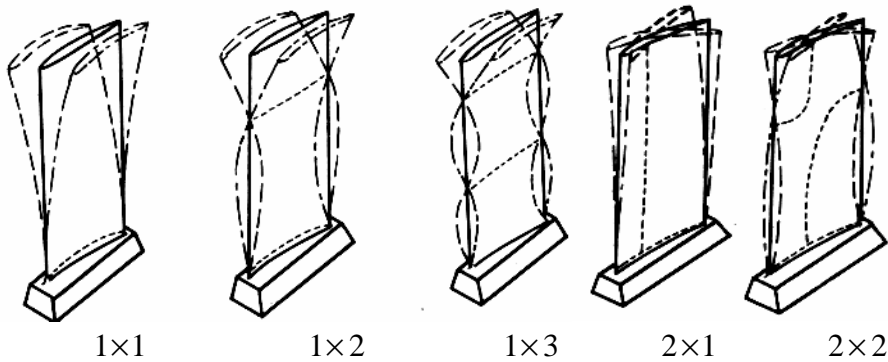
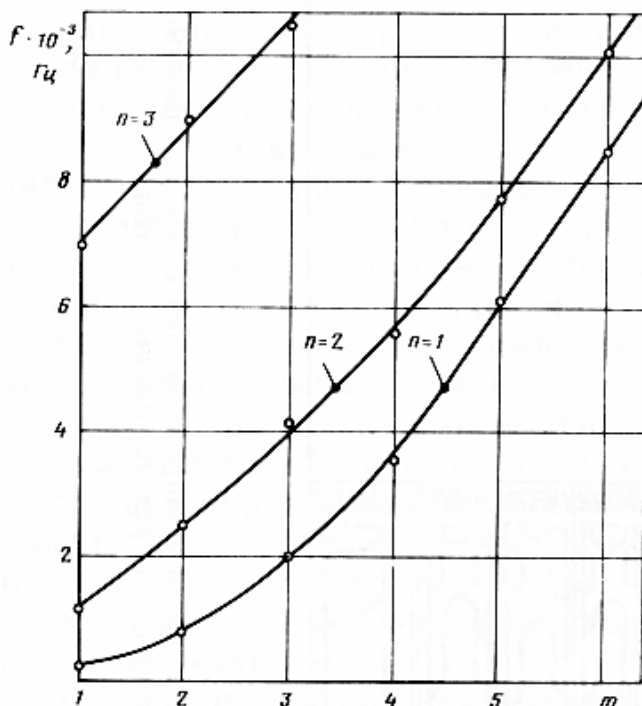


Рис1. 2. формы изгибных и крутильных колебаний лопатки

Частоты собственных колебаний удобно представлять на частотной диаграмме, по горизонтальной оси которой указаны номера форм m соответствующего вида колебаний, а по вертикальной оси – значение частоты $f, \text{гц}$ (рис.1.3).



Частоты конкретного вида колебаний на диаграмме располагаются на монотонно возрастающих условных кривых. Это может помочь при экспериментальных исследованиях приблизительно установить значение пропущенной случайно собственной частоты. Если в таблице заполнены все клетки и частотная диаграмма не имеет пропущенных точек на условных кривых, то в интересующем

экспериментатора диапазоне все возможные частоты и формы

Рис.1.3. Частотная диаграмма лопатки компрессора колебаний можно считать Определёнными.

1.4. Экспериментальное определение частот и форм собственных колебаний лопатки

1.4.1. Описание экспериментальной установки

Экспериментальное определение частот и форм собственных колебаний определяются путем возбуждения резонанса.

Схема экспериментальной установки показана на рисунке 1.4. Внешний вид – на фотографии (Рис.1.5).

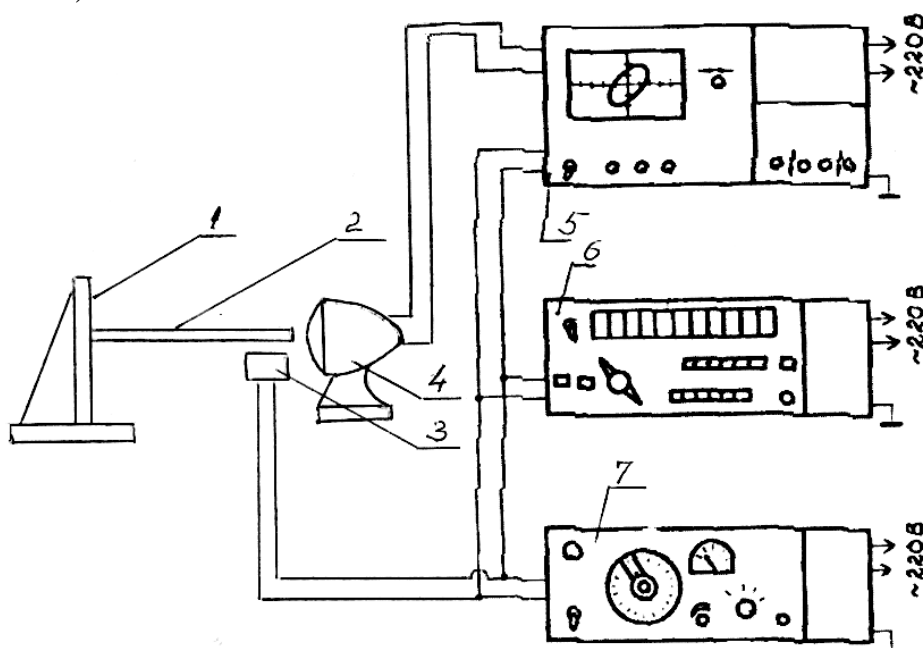


Рис1..4.Схема установки

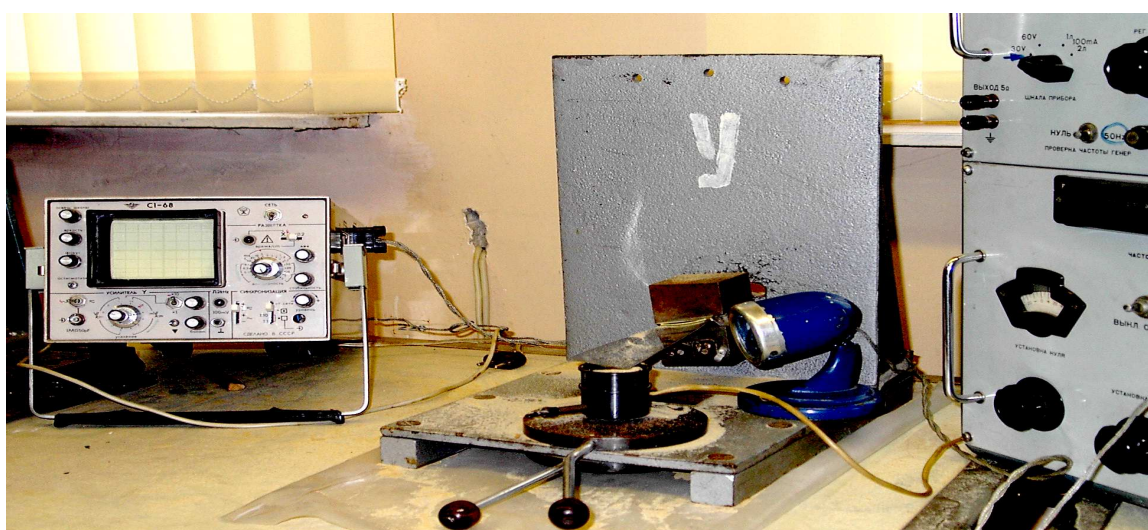


Рис.1.5. Внешний вид установки

Стальная лопатка осевого компрессора (2) горизонтально корытцем вверх закреплена своей замковой частью в специальной массивной подставке (1).

Возбуждение колебаний производится при помощи электромагнитного возбудителя (3), закреплённого на той же подставке таким образом, чтобы его перемещением вдоль лопатки и изменением зазора между ним и лопаткой обеспечивалась максимальная эффективность воздействия. Положение возбудителя относительно лопатки устанавливается и фиксируется двумя поворотными рычажками.

Частота возбуждения устанавливается звуковым генератором (7). Рядом с лопаткой расположен микрофон (4), сигнал с которого подаётся на одну из развёрток катодного осциллографа (5). На вторую развёртку осциллографа подаётся сигнал возбуждения.

1.4.2. Методика проведения эксперимента

Эксперимент следует проводить в диапазоне частот от 100 до 15000 Гц.

Плавно повышая частоту возбуждения рукояткой звукового генератора необходимо добиться совпадения этой частоты с частотой собственных колебаний лопатки и тем самым вызвать появление резонанса. При совпадении этих частот на экране катодного осциллографа лучами с одинаковыми частотами горизонтальной и вертикальной развёртки образуется эллипс. Точному значению резонансной частоты соответствует вертикальное положение одной из осей эллипса. При использовании двухлучевого осциллографа частоту резонанса можно проконтролировать по сдвигу фаз параллельно выведенных на экран сигналов возбуждения и перемещений лопатки на фазовый угол $\frac{\pi}{2}$.

После того, как резонанс зафиксирован, частота колебаний определяется по шкале звукового генератора, или параллельно подключённого частотомера.

Как уже отмечалось, каждой форме колебаний соответствует свой рисунок узловых линий. Определение этого рисунка в эксперименте удобно производить так называемым методом песочных фигур. Для этого обезжиренную горизонтальную поверхность лопатки осыпают тонким кварцевым песком. При установлении резонанса песок интенсивно перемещается, локализуясь в узловых линиях колеблющейся лопатки. После непродолжительного выдерживания на резонансе на поверхности лопатки появляется чёткая песчаная фигура, показывающая расположение узловых линий.

Полученные картины узловых линий идентифицируются с видом и формой колебаний и вносятся в соответствующую клетку таблицы. В каждой клетке таблицы, помимо рисунка узловых линий, пунктиром наносится ориентировочное положение линий наибольшей кривизны и указывается соответствующая собственная частота.

1.5. Расчётное определение собственной частоты

Для расчётного определения собственной частоты в условиях ограниченного времени выполнения лабораторной работы может быть рекомендован один из упрощённых методов расчёта. Вместе с тем, использование любого способа требует

предварительного определения площадей сечений, центров тяжести и моментов инерции относительно главных центральных осей .

1.5.1.Определение геометрических характеристик сечений лопатки

Контуры профиля поперечных сечений лопаток очерчиваются сложными кривыми, поэтому точные математические методы определения геометрических характеристик сечений здесь неприменимы.

Чтобы получить достаточную точность приближённых расчётов необходимо иметь профиль, вычерченный на прозрачной плёнке в большом масштабе (5:1 или 10:1).

Площадь сечения можно найти по формуле Симпсона. При этом выбирается прямоугольная система координат q и s (рис.1.6). Ось s разбивается на чётное число участков шириной Δ . По оси q желательно отложить сетку в линейном масштабе m , равном масштабу профиля. Профиль, вычерченный на прозрачной плёнке, накладывается на координатную сетку так, чтобы ось q касалась передней кромки лопатки, а ось s была параллельна хорде профиля.

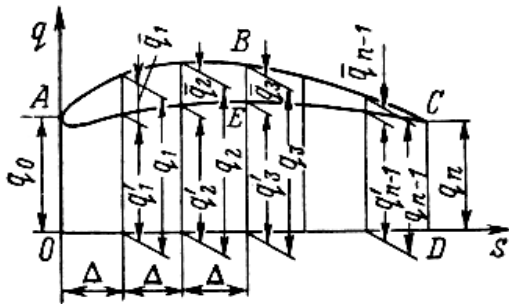


Рис.1.6.К определению площади сечения лопатки

Площадь сечения определяется по формуле

$$F = \frac{\Delta}{3m} (4\bar{q}_1 + 2\bar{q}_2 + 4\bar{q}_3 + \dots + 2\bar{q}_{n-2} + 4\bar{q}_{n-1}).$$

Координаты центра тяжести сечения лопатки находятся с помощью статических моментов относительно осей s и q по формуле

$$s_{цт} = \frac{S_q}{F}, q_{цт} = \frac{S_s}{F},$$

где S_q и S_s – статические моменты относительно осей q и s .

Для определения статических моментов используется транспарант (рис.1.7) Прямые на транспаранте проходят через центры тяжести прямоугольников, которые имеют одинаковые статические моменты относительно оси $o - 0$ и двумя нормальными к ней.

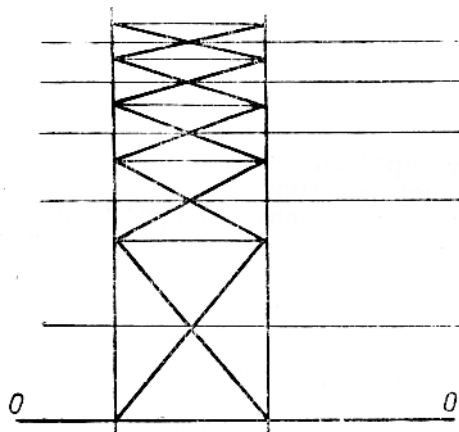


Рис. 1.7. К построению сетки транспаранта для определения статических моментов

На сетку транспаранта накладывается профиль, вычерченный на прозрачной плёнке, так ,чтобы ось, относительно которой определяется статический момент, совпадала бы с осью 0 – 0. Алгебраическая сумма длин отрезков на сетке транспаранта, оказавшихся после наложения профиля внутри его контура (кроме отрезка на оси 0 -0) и есть искомый статический момент в масштабе k / m^3 , т.е.

$$S_{0-0} = \frac{k}{m^3} \sum l_i, \text{см}^3,$$

где k – масштаб транспаранта, $\text{см}^3 \cdot \text{см}$,

m – масштаб чертежа профиля,

l_i – длина i – го отрезка сетки транспаранта, см .

Моменты инерции сечения определяются по другому транспаранту, построенному аналогично описанному выше, как арифметическая сумма длин отрезков (кроме отрезка на оси 0-0), оказавшихся внутри контура профиля

$$I = \frac{k_1}{m^4} \sum l_j, \text{см}^4,$$

где k_1 – масштаб транспаранта, $\text{см}^4 / \text{см}$.

Практически можно с достаточной точностью считать, что одна из главных осей профиля параллельна его хорде, а другая нормальна ей. Поэтому при пользовании сеткой транспаранта для определения моментов инерции надо чертёж профиля помещать на сетку так , чтобы её ось 0 – 0 проходила через центр тяжести сечения и была параллельна хорде или совмещалась с нормалью к ней. В этом случае моменты инерции определяться относительно главных центральных осей сечения

1.5.2. Способ наложения

Этот способ определения собственной частоты имеет несомненное преимущество перед другими, состоящее в своей простоте. В общем случае для балки переменного сечения можно вывести [1] приближённую формулу, дающую значение частоты собственных изгибных колебаний первого тона на 10 -15% меньшее, чем полученное по формуле Рэлея. При замене лопатки переменного сечения расчетной моделью, представляющую собой лопатку из нескольких равных по длине участков постоянного сечения частота может быть определена по формуле

$$f = \frac{125}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho X}},$$

где

l – длина лопатки,

E – модуль упругости материала лопатки, Па ,

ρ – массовая плотность материала лопатки, $\text{кг} / \text{м}^3$,

$$X = \sum_{i=1}^n F_i \sum_{k=1}^i \frac{(i-k)^2}{J_k}.$$

В этой формуле

n – число участков по длине лопатки,

$i(k)$ – номер участка,

F_i – площадь поперечного сечения i -го участка, равная площади сечения рассчитываемой лопатки, взятая посредине соответствующего участка, $м^2$,

J_k – Момент инерции участка, $м^4$.

Достаточная точность расчётов обычно достигается при разбиении лопатки на пять участков. В этом случае

$$X = F_5 \sum_{k=1}^5 \frac{(5-k)^2}{J_k} + F_4 \sum_{k=1}^4 \frac{(4-k)^2}{J_k} + F_3 \sum_{k=1}^3 \frac{(3-k)^2}{J_k} + F_2 \sum_{k=1}^2 \frac{(2-k)^2}{J_k}.$$

Вычисления удобно проводить с помощью таблицы 1.1..

Таблица 1.1

k	1	2	3	4	5	$\sum_{k=1}^i \frac{(i-k)^2}{J_k}$	F_i	$F_i \sum_{k=1}^i \frac{(i-k)^2}{J_k}$
$F_k, м^2$						-	-	-
$J_k, м^4$						-	-	-
$\frac{(5-k)^2}{J_k}$								
$\frac{(4-k)^2}{J_k}$								
$\frac{(3-k)^2}{J_k}$								
$\frac{(2-k)^2}{J_k}$								
X	-	-	-	-	-	-	-	-

1.6. содержание отчёта

Отчёт о проделанной работе должен содержать

- изложение цели работы,
- схему и описание лабораторной установки,
- краткое описание методики проведения эксперимента,
- таблицу собственных форм и частот с рисунками узловых линий и вероятных мест появления трещин по линиям наибольших напряжений,
- результаты расчёта площадей и моментов инерции сечений лопатки,
- содержание и результаты расчёта частоты собственных колебаний первого тона,
- выводы по работе.

1.7. Контрольные вопросы

1. Каковы источники возбуждения колебаний на работающем двигателе?
2. Условия возникновения резонанса.
3. Для чего надо знать спектр частот и форм собственных колебаний лопатки?
4. Как при проведении эксперимента убедиться в совпадении частоты возбуждения с частотой собственных колебаний?
5. Смысл и принцип построения таблицы форм и частот собственных колебаний.

6. Каково практическое использование частотной диаграммы?

Литература

1. Шнейдман А.Е. Определение частот собственных колебаний лопаток переменного сечения и критических оборотов валов способом наложений, "Судостроение", М. 1941, №10
2. Мейерович И.И., Колебания слабо изогнутых и закрученных лопаток, Оборонгиз, М. 1956
3. Кириченко В.И., Расчёты деталей и узлов авиационных газотурбинных двигателей, Харьков, 1957

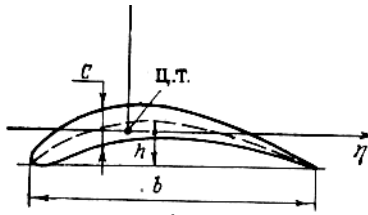
Лабораторная работа проводится в два двухчасовых этапа. Один из них должен быть посвящён расчётам, второй – экспериментальным исследованиям.

Для проведения лабораторной работы необходимо иметь чертежи профилей сечения испытуемой лопатки, выполненные на прозрачной плёнке в масштабе 5:1 и таблицы транспарантов для определения площадей, статических моментов и моментов инерции.

Если удастся использовать для проведения эксперимента лопатку с линейным изменением толщины и изогнутости то расчёт её частоты удобно проводить по следующей методике.

. Расчёт частоты лопатки

Частота изгибных колебаний в плоскости наименьшей жёсткости лопатки при линейном законе изменения максимальной толщины c профиля и его изогнутости h (Рис.1.6) может быть получена по



формуле И.И.Меерович [2]

$$f_i = 0,0408 \frac{\alpha_n c_k}{l^2} \sqrt{\left(\frac{E}{\rho} \psi_n^2 + 0,887 \frac{h_k^2}{c_k^2} \frac{\gamma_n}{1 + 4\delta_n^2 \varphi_0^2} \right)}$$

Рис1.6. Профиль сечения лопатки Здесь c_k и h_k –

максимальная толщина и изогнутость

профиля в корневом сечении лопатки, c_0 и h_0 – то же для концевом сечения,

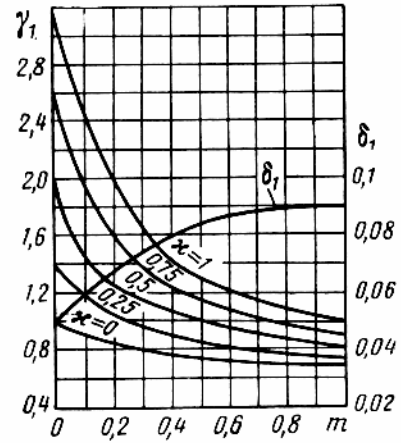
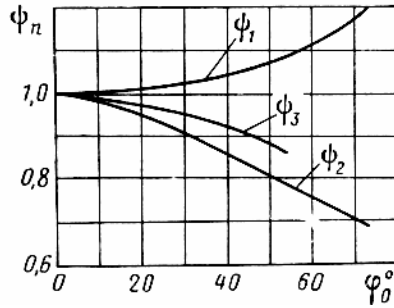
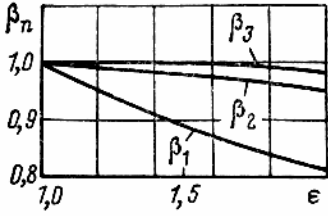
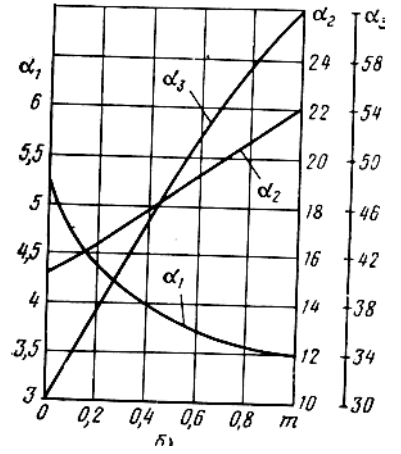
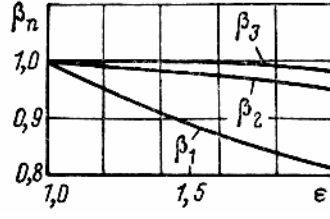
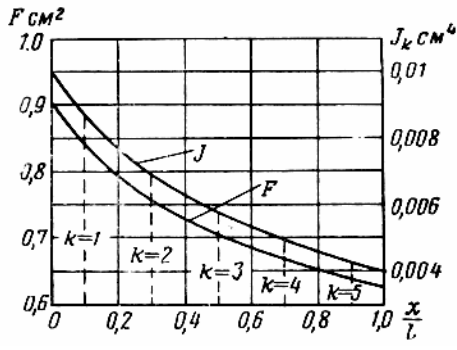
$\alpha_n = \varphi(m)$ – коэффициент, зависящий от формы колебаний и учитывающий клиновидность лопатки $m = \frac{c_0}{c_k}$,

$\beta_n = \varphi_1(\varepsilon)$ – коэффициент, учитывающий трапецевидность лопатки $\varepsilon = \frac{h_0}{h_k}$,

b_0 и b_k – хорды лопатки в концевом и концевом сечениях,

ρ – плотность материала лопатки, $\psi_n = \psi_2(\psi_0)$ – коэффициент, учитывающий закрутку лопатки, ψ_0 – угол закрутки на конце лопатки относительно корневого сечения.

Входящие в формулу частоты коэффициенты определяются с помощью приведенных ниже графиков



Лабораторная работа №2
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СПЕКТРА ЧАСТОТ И ФОРМ
СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ДИСКА

2.1. Цель работы

При проектировании газотурбинного двигателя в стремлении к снижению его удельной массы диски рабочих колёс стремятся сделать возможно более тонкими, что создаёт угрозу развития в рабочих условиях значительных изгибных колебаний конструкции. Причинами, вызывающими вибрации дисков, являются неосесимметричность газового потока за лопатками направляющих и сопловых аппаратов. Следствием этих колебаний могут быть усталостные разрушения диска с очень тяжёлыми последствиями, что должно быть полностью исключено.

Механическая надёжность конструкции может быть обеспечена лишь на основе расчётов и экспериментального изучения динамических характеристик дисков рабочих колёс, т.е. спектра частот и форм их собственных колебаний.

Знание особенностей спектра частот и форм собственных колебаний даёт возможность прогнозирования опасных резонансных режимов работы двигателя, Производить отстройку конструкции от этих резонансов, облегчает экспериментальную доводку двигателя и анализ причин усталостного разрушения.

Основными целями работы являются

- изучение резонансного метода исследования спектра частот и форм собственных колебаний диска,
- экспериментальное изучение особенностей спектра частот и форм собственных колебаний тонкого диска,
- оценка опасности возможных резонансных режимов

2.2. Особенности спектра частот и форм собственных колебаний диска

Поперечные (из плоскости диска) изгибные колебания подразделяются на три группы (вида), представленные на рисунке 2.1.

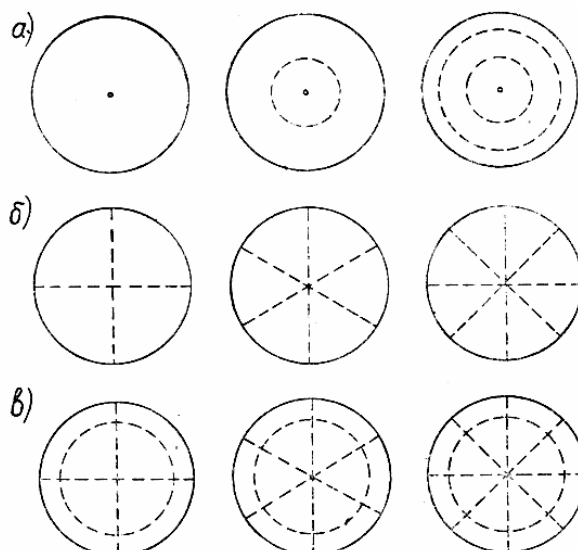


Рис. 2.1. Виды и формы собственных колебаний диска

В верхней части рисунка (2.1,а) показаны “зонтичные” колебания с узловыми окружностями. Здесь можно видеть форму колебаний с одной узловой “окружностью”, которая выродилась в точку, и формы с двумя, тремя и более узловыми линиями.

На рисунке 2.1,б изображены формы колебаний с узловыми диаметрами. Число узловых диаметров, как и узловых окружностей может быть любым целым числом от единицы до бесконечности.

В нижней части рисунка (2.1,в) изображены формы колебаний с узловыми линиями, составленными из диаметров и окружностей (например, окружности и двух диаметров или окружности и трёх диаметров и т. д.). Каждой форме колебаний присуща своя собственная частота.

Для практики представляют интерес колебания основного тона (низшей из частот) и нескольких следующих за ним. Колебания высших тонов с точки зрения возможных резонансных режимов не опасны, так как в турбомашинах нет источников соответствующих их частотам возбуждающих нагрузок, да и силы демпфирования с ростом частоты, а следовательно и скорости колебательного процесса проявляют себя сильнее.

Качественно такая структура спектра присуща осесимметричным дискам с любым законом распределением толщины по радиусу и любым осесимметричным креплением к валу. Не нарушают её и действие центробежных сил, и неравномерный по радиусу диска нагрев. Все эти факторы влияют лишь на частоты собственных колебаний и положения узловых линий.

2.3. Экспериментальное определение частот и форм собственных колебаний.

2.3.1. Описание экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки показана на рисунке 2.2. Внешний вид –на фотографии (рис.2.3).

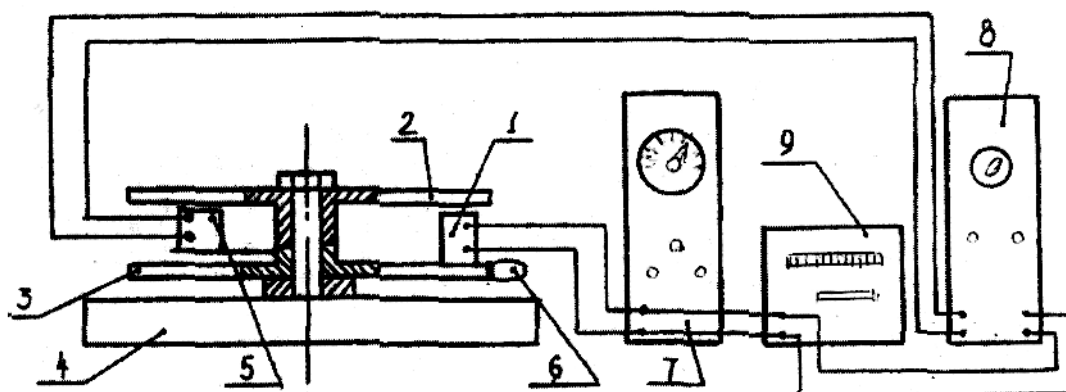


Рис. 2.2.Схема экспериментальной установки

С помощью электромагнитного возбуждателя (1) осуществляется вибрационное воздействие на объект исследования (2), представляющий собой круглый стальной диск постоянной толщины, закреплённый в центральной части на массивной подставке (4). Положение возбуждателя относительно диска в любом направлении может рукоятками (6) регулироваться держателем (3), смонтированным на массивной платформе (4). Возбуждение колебаний производится с помощью звукового генератора (7), подающего на возбуждатель ток заданной экспериментатором частоты. Электромагнитный датчик (5) вырабатывает сигнал с частотой колебаний диска,



Рис.2.3.Внешний вид лабораторной установки

пропорциональный перемещениям точек его поверхности, и передаёт этот сигнал на одну из развёрток катодного осциллографа (8). На вторую развертку осциллографа поступает сигнал с частотой возбуждения от звукового генератора. Измерение частоты возбуждения производится по шкале звукового генератора. Для более точного измерения частоты может использоваться частотомер (9).

2.3.2. Методика проведения эксперимента

Резонансный метод исследования частот и форм собственных колебаний упругой системы состоит в том, чтобы создать условия резонанса, подобрав частоту возбуждения, равную частоте собственных колебаний системы, и при колебаниях на этой частоте определить форму колебаний системы. Свидетельством резонанса является совпадение частоты возбуждения с частотой колебаний системы, так как только на резонансе система с распределёнными параметрами совершает колебания одновременно не во всём спектре частот, а лишь с частотой собственных колебаний, равной частоте возбуждения. А при колебаниях с собственной частотой форма колебаний совпадает с соответствующей собственной формой, на которой по принципу минимального действия потенциальная энергия имеет минимальное значение.

Совпадение частоты возбуждения с частотой колебаний диска приводит к появлению эллипса на экране катодного осциллографа. Форма колебаний может быть определена методом песочных фигур.

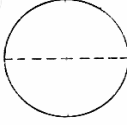
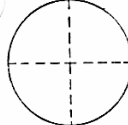
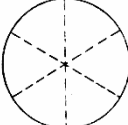
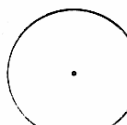
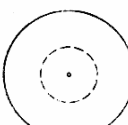
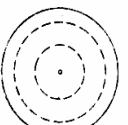
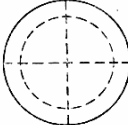
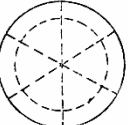
Эксперимент рекомендуется проводить в диапазоне частот от 100 до 15000 Гц. Электромагнитный возбудитель (1) следует устанавливать таким образом, чтобы возбуждение было приложено поближе к краю диска. С ростом частоты возбуждения может оказаться целесообразным уменьшать зазор между возбудителем и диском.

Плавно увеличивая частоту звукового генератора (7), исследователь наблюдает за характером фигур Лиссажу на экране катодного осциллографа (8). При совпадении частоты возбуждения с одной из частот собственных колебаний эта фигура приобретает форму эллипса, что является свидетельством резонансного режима колебаний. Заметим, что при двукратном отличии частот на экране осциллографа образуется фигура в форме горизонтальной или вертикальной восьмёрки. Аккуратно вращая ручку настройки частоты, следует добиться вертикальности положения одной из осей эллипса, что соответствует точному значению резонансной частоты. Это значение можно прочесть по шкале звукового осциллографа, или по показаниям частотомера. Форма колебаний диска на каждом из резонансных режимов совпадает с соответствующей конкретной собственной частоте формой собственных колебаний.

Каждой из форм колебаний соответствует свой рисунок узловых линий. Определение этого рисунка в настоящей работе производится с помощью метода песочных фигур. Для этого обезжиренную поверхность диска посыпают тонким слоем мелкого песка. При подходе к резонансу песок начинает интенсивно перемещаться, концентрируясь на узловых линиях, где перемещения диска отсутствуют. После непродолжительного выдерживания резонансного режима на поверхности диска появляется чёткая фигура узловых линий.

Рисунки узловых линий и соответствующие им собственные частоты заносятся в таблицу (Рис.2.4), в первой строке которой располагаются частоты и формы собственных колебаний только с узловыми диаметрами, во второй – только с узловыми окружностями, а в третьей – с фигурами из узловых диаметров и окружностей. Номера столбцов таблицы соответствуют числу узловых линий. Приведенная ниже таблица содержит частоты и формы с рисунками до трёх узловых линий. При проведении эксперимента число столбцов должно быть увеличено до необходимого для размещения всех выявленных форм значения.

Таблица 2.1

Число узловых линий	$k = 1$	$k = 2$	$k = 3$
Собственные колебания только с узловыми диаметрами	 $p_{11} =$	 $p_{12} =$	 $p_{13} =$
Собственные колебания только с узловыми окружностями	 $p_{21} =$	 $p_{22} =$	 $p_{23} =$
Собственные колебания с узловыми диаметрами и окружностями	---	 $p_{32} =$	 $p_{33} =$

2.4. Расчётное определение частот собственных колебаний

Частоты собственных колебаний диска постоянной толщины определяются по формуле

$$p_{mn} = KR_{mn}T,$$

где $K = \frac{1}{R}$, $T = \sqrt{\frac{E}{12\rho(1-\mu^2)}}$, R – наружный радиус диска, м, E – модуль упругости, Па,

ρ – массовая плотность материала диска, кг/м³, μ – коэффициент Пуассона.

Безразмерный множитель $R_{mn} = \alpha_{mn}^2 \frac{h}{R}$ зависит от вида и формы колебаний (чисел m, n) и соотношения размеров диска (h – толщина диска, м). Несколько первых значений величины α_{mn}^2 приведены в таблице 2.2

n/m	1	2	3
1	3,42	5,39	12,49
2	3,75	20,49	60,68
3	-	34,8	53,3

По результатам эксперимента, воспользовавшись таблицей, следует построить частотную диаграмму, пример которой для одного из дисков приведен на рисунке 2.4.

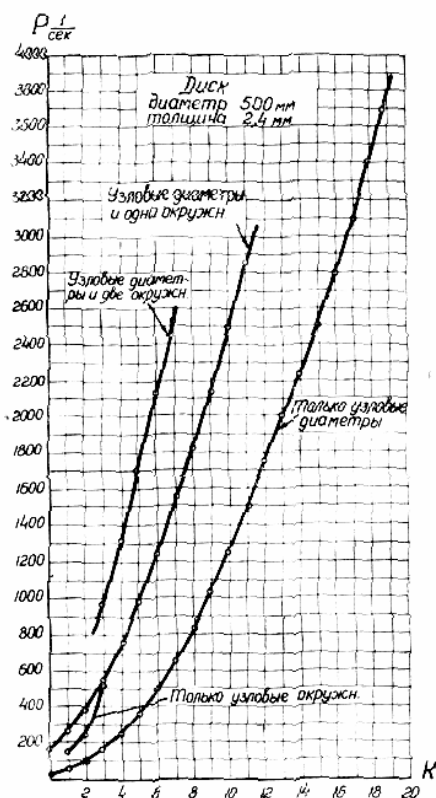


Рис.2.4. Частотная диаграмма

2.4. Содержание отчёта

Отчёт о проделанной работе должен содержать

- изложение целей работы,
- схему и краткое описание лабораторной установки,
- результаты эксперимента в виде таблицы (2.1) форм и частот собственных колебаний диска,
- сравнительную оценку экспериментальных и расчётных значений собственных частот,
- частотную диаграмму, построенную по результатам эксперимента,
- выводы по работе относительно особенностей спектра частот, опасности тех или иных резонансных режимов и сравнения расчета с экспериментом.

2.5. Контрольные вопросы

1. Каково практическое значение знания особенностей спектра частот собственных колебаний диска?
2. Как по частотной диаграмме оценить с использованием энергетического подхода опасность тех или иных резонансных режимов?
3. В чём суть резонансного метода исследования собственных частот и форм колебаний?
4. В чём состоят особенности спектра частот и форм колебаний диска в сравнении со спектром рабочих лопаток турбокомпрессора?

Работа № 3
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ И ФОРМ СОБСТВЕННЫХ РАДИАЛЬНЫХ
КОЛЕБАНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ

3.1. Цель работы

Освоить методику определения частот и форм собственных радиальных колебаний цилиндрической оболочки резонансным методом, путем возбуждения вынужденных гармонических колебаний с выявлением резонансных режимов и соответствующих им форм колебаний с использованием пьезоэлектрического преобразователя.

3.2. Задание на лабораторную работу

1. Экспериментально определить значения частот собственных колебаний изотропной цилиндрической оболочки при одной полуволне по длине и при числе волн по окружности от 2 до 6.

2. Рассчитать теоретические значения частот для экспериментально полученных форм собственных радиальных колебаний изотропной цилиндрической оболочки.

3. Оформить отчет о проделанной работе.

3.3. Общие положения

В современном машиностроении широко применяются конструкции, выполненные в виде тонкостенных цилиндрических оболочек из изотропных материалов. Воздействие динамических сил вызывает в них упругие колебания. При известных внешних динамических нагрузках решение системы уравнений движения, с учетом условий опирания краёв и начальных условий, дает описание картины вынужденных колебаний оболочки.

На практике не всегда имеется достаточно полная информация о внешних воздействиях. В связи с этим возникает необходимость решения задачи собственных колебаний оболочек с целью проверки опасности возникновения резонансных режимов возбуждения, при которых резко возрастает амплитуда колебаний.

Как система с непрерывно распределенными параметрами оболочка имеет бесконечное число частот собственных колебаний, каждой из которых соответствуют свои вид и форма колебаний, характеризуемые перемещением точек срединной поверхности.

Виды колебаний характеризуются преимущественным направлением перемещений точек срединной поверхности, вносящих преобладающую долю в потенциальную энергию колебаний оболочки. Различают радиальные, продольные и тангенциальные виды колебаний.

Формы колебаний цилиндрической оболочки характеризуются перемещениями точек срединной поверхности, при которых может образовываться определенное число полуволин n в продольном направлении и число q в окружном направлении.

Точки срединной поверхности, перемещения которых равны нулю, образуют узловые линии.

Наибольший интерес представляют для исследования формы радиальных колебаний, частоты которых при тех же волновых числах n и q оказываются близки к

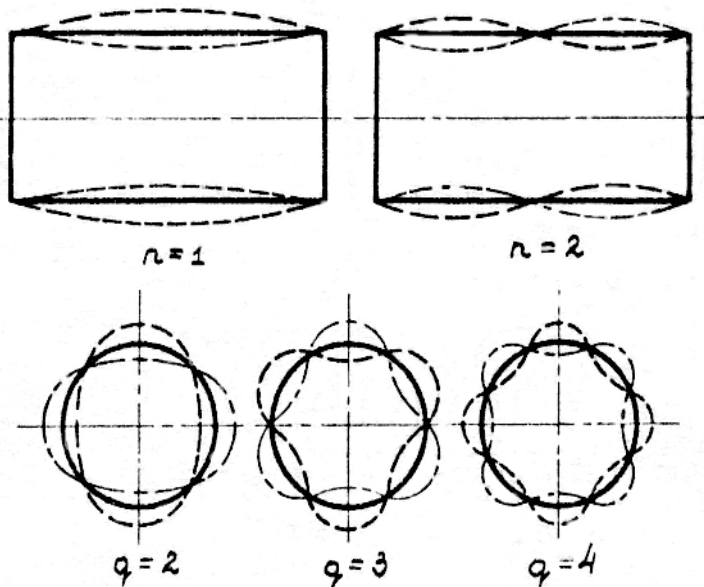


Рис.3.1.Формы собственных колебаний

соответствующим частотам возбудителя. Они характеризуются как число полуволн $n = 1, 2, \dots, \infty$ в продольном направлении, так и число волн $q = 1, 2, \dots, \infty$, образующихся в ее поперечных сечениях. Соответствующее число узловых линий параллельно образующей, равно $2q$, а в окружном направлении $n-1$.

На рис 3.1 показано положение срединной поверхности при некоторых оболочечных формах радиальных колебаний. Частоты собственных радиальных колебаний оболочки для случая одной полуволны $n = 1$ по ее

длине могут быть рассчитаны по формуле В.Е. Бреславского

$$p = \sqrt{\frac{B}{mr^2} \frac{(1-\mu^2)\lambda^4 + k(\lambda^2 + q^2)^4}{\lambda^4 + q^2(1+2\lambda^2) + q^4}},$$

где $p = 2\pi f$ – круговая частота собственных колебаний, f – частота, Гц; E – модуль упругости материала оболочки, h – толщина оболочки; μ – коэффициент Пуассона; $m = \rho h$ – масса элемента оболочки, r и l – радиус и длина оболочки,

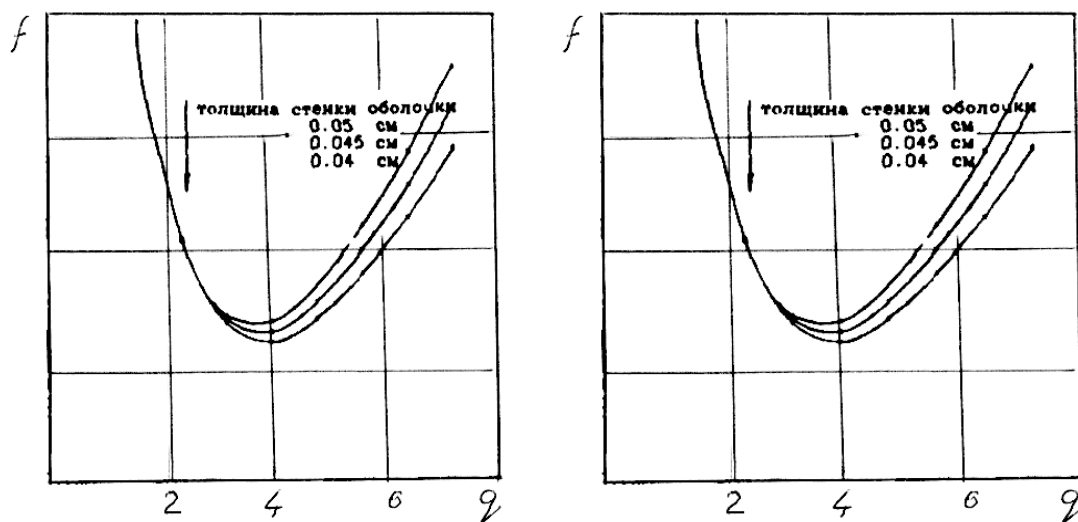
$$B = \frac{Eh}{1-\mu^2}; \quad \lambda = \frac{\pi r}{l}; \quad k = \frac{h^2}{12r^2};$$

Формула В.Е. Бреславского выведена для оболочки со свободным опиранием на краях. При защемлении краев частоты собственных колебаний возрастают.

Однако, так как влияние граничных условий сказывается на сравнительно небольшом участке длины, то для оболочек, у которых $l/r \geq 2,5$, погрешность определения частот собственных колебаний незначительна.

На рис. 3.2 приведена частотная диаграмма, на которой значения дискретных собственных частот условно соединены линиями.

Для заданного числа узловых линий при уменьшении длины оболочки происходит непрерывное увеличение частоты ее собственных колебаний, а минимум на частотной диаграмме может дискретно смещаться вправо.



ис.3.2. Частотные диаграммы для оболочек разной длины и толщины

В лабораторной работе экспериментальное определение частот собственных радиальных колебаний изотропной оболочки осуществляется резонансным методом путем возбуждения вынужденных гармонических колебаний.

При действии внешней гармонической силы оболочка совершает колебания с частотой возбуждающей силы. При совпадении частоты возбуждающей силы с частотой собственных колебаний, т.е. при резонансе, амплитуда колебаний оболочки сдвигается на $\pi/2$ от фазы возбуждающей силы. Момент наступления резонанса можно зарегистрировать, измеряя амплитуду колебаний оболочки или сдвиг фаз между колебаниями оболочки и возбуждающей силой.

Форма резонансных колебаний определяется подсчетом узловых линий, образующихся по длине оболочки и в ее поперечном сечении.

3.4. Описание лабораторной установки

Лабораторная установка, внешний вид которой изображён на рис. 3.3, а схема – на рис.3.4, включает объект исследования, систему нагружения и систему измерения.



Рис.3.3. Внешний вид установки

Объектом исследования является металлическая цилиндрическая оболочка (1) (Рис.3.2), система крепления которой обеспечивает свободное опирание краев. Неконтактное возбуждение колебаний оболочки создаётся электромагнитным возбудителем (2). Гармонические колебания оболочки возбуждаются с помощью электромагнита, питание обмотки которого осуществляются переменным напряжением, подаваемым от звукового генератора (12) через усилитель (20). Частота колебаний устанавливается вращением ручки (16), расположенной в центре лимба (17) звукового генератора Система измерения включает пьезоэлектрический вибропреобразователь (3), электронно-лучевой осциллограф (4) и частотомер (5).

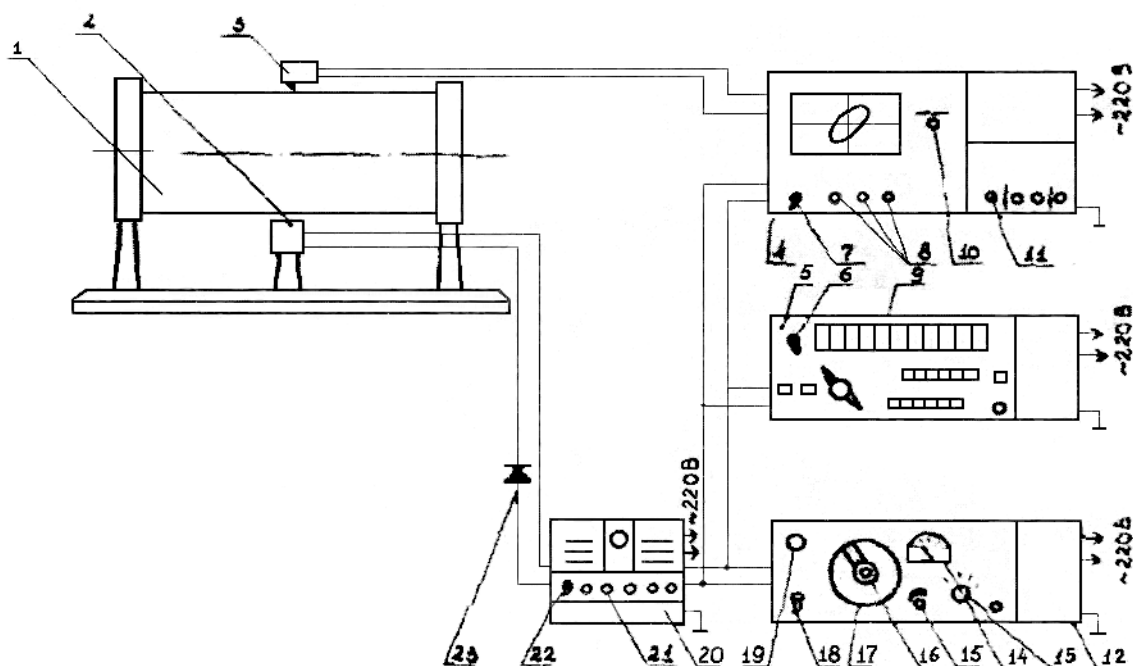


Рис.3.3. Схема лабораторной установки

Края оболочки закреплены в специальных устройствах (Рис.3.4), смонтированных на массивных опорах (1). Внешнее опорное разрезное пружинное кольцо (4) центрируется в корпусе (2) с помощью кольцевой втулки (3). Это кольцо спорофилировано так, чтобы обеспечивалось свободное безмоментное опирание края оболочки. Внутреннее опирание обеспечивается профилированным кольцом (5). Сборка конструкции производится затяжкой болта (6).

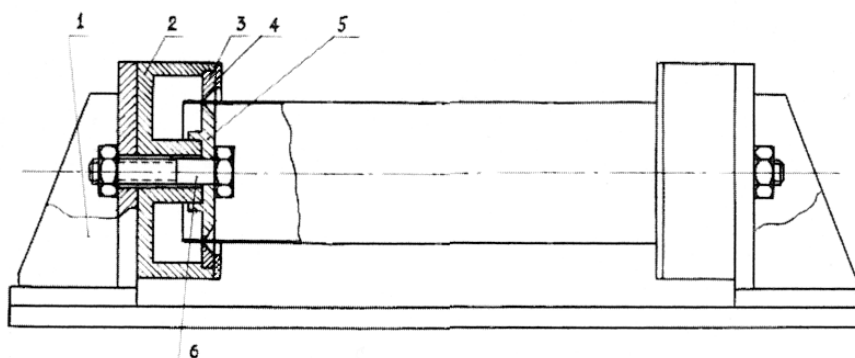
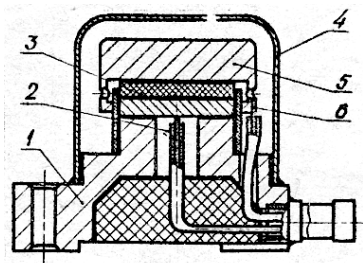


Рис.3.4. Оболочка

Вибропреобразователь (рис. 3.5) состоит из основания 1, на котором смонтирован чувствительный элемент, закрываемый крышкой (4). Чувствительный элемент представляет собой систему, состоящую из пьезоэлемента (3), контактов (2), (6) и инерционного элемента (5), скрепленных клеем.

Пьезоэлектрический вибропреобразователь работает при непосредственном контакте с оболочкой.



При воздействии механических колебаний вдоль оси чувствительности вибропреобразователя инерционный элемент испытывает действие знакопеременной силы. При этом пьезоэлемент подвергается деформации растяжения-сжатия. В результате прямого пьезоэлектрического эффекта вырабатывается электрический сигнал, величина которого пропорциональна амплитуде колебаний оболочки, а фаза и частота равны фазе и частоте её колебаний.

Полученный электрический сигнал подается на вертикальный вход осциллографа, а на его горизонтальный вход подается сигнал звукового генератора, который одновременно поступает на вход частотомера. При сложении двух гармонических сигналов на экране осциллографа образуются фигуры Лиссажу

Так как на резонансном режиме оболочка совершает колебания с частотой возбуждающей силы, то полученное изображение имеет форму эллипса, наклон и соотношение полуосей которого зависят от соотношения фаз и амплитуд колебаний оболочки и возбуждающей силы.

При приближении частоты возбуждающей силы к частоте собственных колебаний возрастает амплитуда колебаний оболочки и пропорциональный сигнал, вырабатываемый вибропреобразователем, вследствие чего увеличивается соответствующая ось эллипса. Одновременно, вследствие изменения сдвига фаз между силой и колебаниями оболочки, меняется наклон осей эллипса. При резонансе оси эллипса становятся параллельны координатным осям, а при дальнейшем увеличении частоты эллипс продолжает поворачиваться и занимает положение в соседней, по сравнению с исходной, четверти координатной плоскости.

Так как незначительному изменению частоты вблизи резонанса соответствует большое изменение сдвига фаз, то поворот эллипса при переходе через резонанс происходит практически мгновенно.

Наступление резонанса определяется в момент поворота оси эллипса. Величина частоты определяется по лимбу 17 (см. рис. 3.3) звукового генератора и табло 9 частотомера. Установив частоту резонансных колебаний оболочки, определяют соответствующую этому режиму форму колебаний.

Амплитуда колебаний оболочки на узловых линиях равна нулю, а точки поверхности оболочки, расположенные по разным сторонам узловой линии, совершают колебания в противофазе. Поэтому при перемещении вибропреобразователя в направлении узловой линии эллипс деформируется и поворачивается, вырождаясь в отрезок прямой, лежащей на горизонтальной координатной оси, а при прохождении узловой линии продолжает поворачиваться, занимая положение в соседней четверти координатной плоскости (рис 3.6, б).

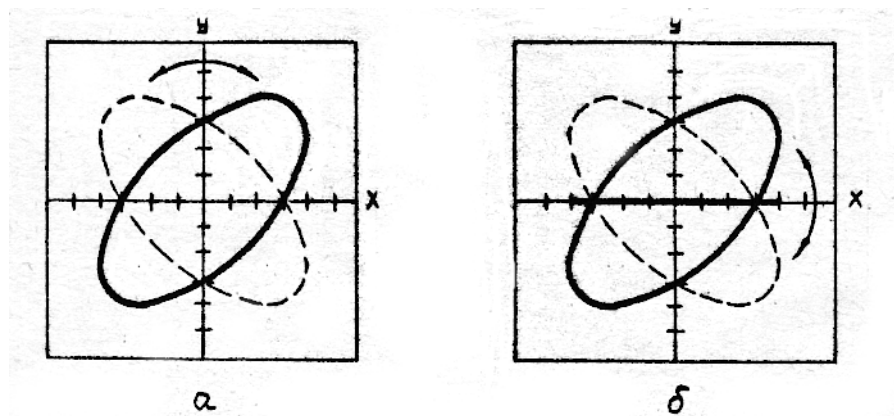


Рис 3.6. Фигуры Лиссажу

Перемещая пьезощуп вдоль образующей оболочки и в поперечном направлении и наблюдая за перемещением фигур Лиссажу, подсчитывают количество и расположение узловых линий в продольном и поперечном направлении, т.е. определяют форму колебаний оболочки.

3.5. Порядок выполнения работы

3.5.1. Теоретическое определение значений частот собственных колебаний

- Используя зависимость (3.1), рассчитать значения частот собственных колебаний цилиндрической оболочки для $n = 1$ и $q = 2 \dots 6$.
- Результаты расчетов занести в таблицу.
- По результатам расчетов построить частотную диаграмму.

3.5.2. Экспериментальное определение значений частот собственных колебаний цилиндрической оболочки и соответствующих форм.

1. Проверить исходное состояние приборов:

- тумблеры 6, 7, 18, СЕТЬ (см. рис. 3.3) приборов находятся в нижнем положении;
- ручки потенциометров 8, 15, 21 осциллографа, звукового генератора и усилителя находятся в крайнем положении; осциллограф, частотомер, звуковой генератор, усилитель занулены, соединены между собой и подключены в сеть 220 в;
- вентили ВН1 баллона ВНЗ БАЛОН закрыты, вентиль ВН2 Дренаж – открыт, редуктор РП1 разгружен.

2. Включить приборы:

- установить тумблеры 6,7,18, СЕТЬ в верхнее положение и дать приборам прогреться 2-3 минуты;
- потенциометрами 8 осциллографа добиться четкого изображения электронного луча на экране, а потенциометрами 10, 11 установить его в центр экрана;
- переключатель 13 – в положение 3 В. Потенциометром 15 установить величину сигнала по заданию руководителя, контролируя его по прибору 14;
- приложить вибропреобразователь к оболочке и, вращая ручку 16 звукового генератора, изменять частоту возбуждающего сигнала до появления резонансного режима.

- величину частоты определить по лимбу 17 звукового генератора и табло 9 частотомера в момент “переброса” эллипса на экране осциллографа.

- перемещая вибропреобразователь вдоль образующей оболочки, убедиться в отсутствии узловых линий, что будет свидетельствовать о наличии одной полуволны по длине оболочки, в случае наличия узловых линий повторить работы до установления резонансной частоты, соответствующей колебаниям оболочки при $n = 1$.

- Перемещая вибропреобразователь в поперечном направлении и наблюдая за изменением формы эллипса, сосчитать количество узловых линий и определить их расположение, т.е. установить форму колебаний.

- Повторяя работы по пунктам 2.3 – 2.6, определить величины частот собственных колебаний оболочки для $n = 1$ и $q = 2...6$.

- Полученные данные занести в таблицу и нанести точками на частотную диаграмму.

3. Привести установку в исходное положение, для чего

- потенциометры 21 “ЗС” усилителя и 15 звукового генератора установить в крайнее левое положение;

- последовательно выключить приборы, установив тумблеры 6, 7, 18, 22 Сеть в нижнее положение.

- Доложить преподавателю.

4. Оформить отчет о проделанной работе

Отчет должен содержать:

- задание на лабораторную работу;

- схему соединения элементов установки и подключения используемых в установке приборов и аппаратуры;

- исходные данные;

- результаты измерений и показания приборов;

- расчеты теоретического значения частоты собственных радиальных колебаний для заданного числа волн в окружном направлении при одной полуволне по длине;

- расчеты относительной погрешности определения теоретических значений частот собственных радиальных колебаний;

- таблицу с результатами экспериментальных и теоретических исследований для всех форм колебаний с указанием соответствующих им частот;

- выводы о проделанной работе.

В выводах необходимо отобразить:

- что подвергалось исследованиям в работе;

- каким методом проводились исследования;

- качественное согласование теоретических и экспериментальных значений частот собственных колебаний;

- количественное согласование полученных результатов;

- причины расхождений теоретических и экспериментальных значений частот собственных радиальных колебаний оболочки;

- предложения по совершенствованию лабораторной установки (если имеются).

Лабораторная работа №4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

4.1. Цель работы

- Изучение и освоение методов определения критических частот вращения ротора.
- Выявление областей рационального использования различных методов определения критических режимов вращения ротора.

4.2. Задание на выполнение лабораторной работы

1. Произвести расчёт критической частоты вращения ротора с центральным расположением диска между шарнирными опорами.
2. Определить критическую частоту вращения ротора по замерам жёсткости вала при статическом прогибе.
3. Определить критическую частоту вращения ротора путём замера частоты его собственных колебаний.
4. Произвести экспериментальное определение критической частоты вращения ротора.
5. Исследовать влияние изменения жёсткости опоры на критическую частоту вращения ротора.
6. Оформить отчёт о проделанной работе.

4.3. Общие положения

При работе газотурбинного двигателя, как и любой роторной машины, существует опасность возникновения таких режимов, на которых ротор может потерять устойчивость. Эти режимы вращения называются критическими и сопровождаются возникновением и резким увеличением его погибов и усилий, действующих на опоры.

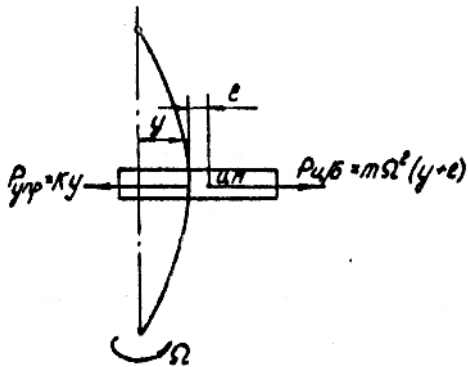
Потеря устойчивости быстровращающегося ротора может произойти в силу того, что он не является абсолютно жёстким и не может быть идеально сбалансирован. Для анализа явления неустойчивости рассмотрим простейшую схему ротора, представляющую собой невесомый вал, на который с эксцентриситетом e посажен диск массы m . Чтобы исключить влияние силы веса диска будем считать, что ось вала расположена вертикально. Для исключения влияния гироскопических моментов диска. Для исключения влияния гироскопических моментов диска при прогибе вала будем полагать, что диск расположен посередине пролёта между опорами (Рис.4.1).

При вращении вала с частотой Ω за счёт эксцентричного расположения диска возникает центробежная сила, вызывающая изгиб вала, величину которого в месте крепления диска обозначим через y . Это приведёт к тому, что центр масс диска будет вращаться по окружности с радиусом $y + e$.

Величина центробежной силы составит

$$P_{ц/б} = m\Omega^2(y + e)$$

Если коэффициент изгибной жёсткости вала обозначить через K , то уравнение равновесия диска в предположении, что прогиб диска происходит с малым ускорением, будет иметь вид



$$m\Omega^2(y + e) = Ky.$$

Отсюда.

$$y = \frac{me\Omega^2}{K - m\Omega^2} \quad (4.1)$$

При выполнении равенства $K = m\Omega^2$ знаменатель выражения (4.1) становится равным нулю, то есть решение уравнения равновесия рассматриваемой системы терпит разрыв. Это означает, что условие равновесия силы упругости центробежной силе при частоте вращения, равной

$$\Omega = \Omega_{лр} = \sqrt{\frac{K}{m}}, \quad (4.2)$$

Рис.4.1. Схема простейшего ротора

не выполняется. Эта частота называется **критической частотой вращения ротора**.

Легко заметить, что значение критической частоты совпадает с частотой собственных колебаний системы диск – вал. По этой причине иногда встречаются ошибочные определения критического режима вращения ротора как режима резонансных колебаний.

Более детальные исследования показывают, что при частоте вращения, меньшей, чем $\Omega_{кр}$, с увеличением частоты вращения ротора величина его прогиба растёт. Следует отметить, что при этом напряжения изгиба в волокнах вала также растут, не меняя своего знака, т.е. растянутые волокна на внешней стороне вала по отношению к строительной оси ротора остаются растянутыми, а сжатые (на внутренней стороне изогнутого вала) – остаются сжатыми.

При $\Omega = \Omega_{лр}$ диск неудержимо отклоняется от оси вращения со скоростью, равной

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{2}e\Omega_{кр} \quad (4.3)$$

Для валов с высокой жёсткостью, имеющих большие значения K , скорости нарастания прогиба y бывают столь велики, что за малые доли секунды наступает разрушение вала.

Так как при $\Omega = \Omega_{кр}$ расстояние от оси вращения роторной системы до центра диска растёт со скоростью, определяемой формулой (4.3), то растёт и массовый момент инерции ротора. Следовательно, для поддержания частоты вращения, равной критической частоте, необходимо увеличение потребного крутящего момента на валу по закону

$$M_{кр} = \frac{1}{2}e^2m\Omega_{кр}^3.$$

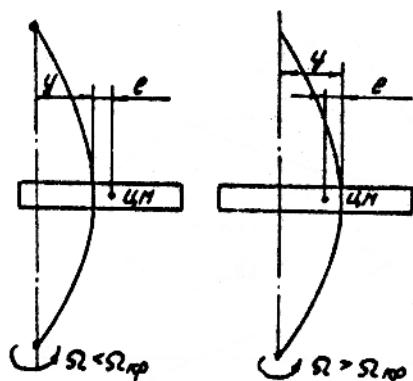
Только в том случае, когда скорость возрастания крутящего момента оказывается выше указанного значения, частота вращения может подняться выше $\Omega_{кр}$. Такой переход целесообразно осуществлять для ротора с небольшой изгибной жёсткостью.

Обратимся вновь к формуле (4.1) и запишем её в виде

$$y = \frac{e}{\left(\frac{\Omega_{кр}}{\Omega}\right)^2 - 1}. \quad (4,4)$$

В результате анализа этого выражения можно сделать следующие выводы.

1) С ростом Ω при $\Omega < \Omega_{кр}$ прогиб вала y , как уже было сказано выше, растёт и особенно интенсивно при Ω , близких к $\Omega_{кр}$.



2) При переходе через критический режим от $\Omega < \Omega_{кр}$ к $\Omega > \Omega_{кр}$ величина прогиба y меняет знак. Точнее, прогиб приобретает знак, противоположный эксцентриситету e . Это означает (Рис.4.2), что центр масс диска в результате его проворота при $\Omega = \Omega_{кр}$ на 180° оказывается ближе к оси вращения ротора, чем ось вала в точке крепления диска.

3) При дальнейшем увеличении частоты вращения и стремлении её к бесконечности $\Omega \rightarrow \infty$

Рис.4.2. Переход через критический режим прогиб y стремится к $-e$, то есть центр масс диска устанавливается на оси вращения ротора. Происходит, как это принято называть самоцентрирование ротора. Для ротора небольшой жёсткости можно таким образом получить хорошо сбалансированную систему на рабочей частоте, превышающей критическую частоту вращения

Роторы, рабочий диапазон частот вращения которых лежит в пределах от 0 до $0,75 \Omega_{кр}$, принято называть жёсткими роторами, а при рабочих частотах свыше $1,45 \Omega_{кр}$ - гибкими роторами.

Сказанное наглядно иллюстрируется графиком зависимости $\frac{y}{e}$ от $\frac{\Omega}{p}$ (рис.4.3), где

$$p = \Omega_{кр} = \sqrt{\frac{K}{m}}. \quad (4.5)$$

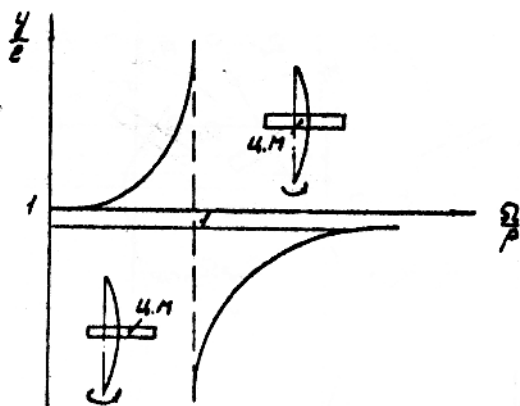


Рис.4.3. Гибкий и жёсткий роторы

Заметим, что, как это упоминалось ранее, при всяком фиксированном значении частоты вращения, кроме $\Omega = \Omega_{кр}$, вращение сопровождается определённой и неизменной во времени деформацией вала. Любое его волокно в процессе вращения остаётся сжатым или растянутым. В этом смысле рассматриваемое явление ни в коей мере нельзя относить к явлениям динамическим, хотя при вращении неуравновешенного ротора опоры испытывают

знакопеременные нагрузки.

Учитывая это, **критический режим вращения ротора правильно определить как режим потери устойчивости ротора от действия центробежной силы.**

Как это следует из формулы (4.1) критическая частота вращения ротора численно равна частоте его собственных колебаний

4.4.Лабораторная установка

Внешний вид установки показан на рисунке 4.5. На рисунке 4.4 приведена схема экспериментальной установки. Она включает в себя исследуемый ротор, привод и систему регистрации параметров.

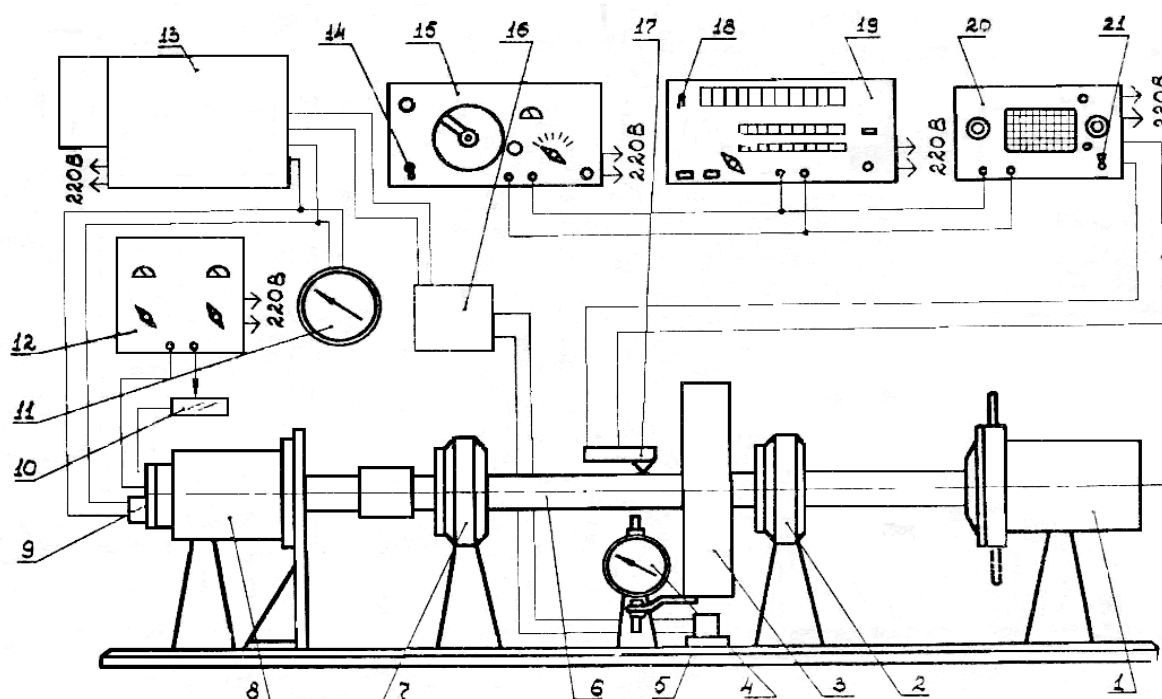


Рис. 4.4. Схема экспериментальной установки

Вал ротора 6 вращается на опорах (1) и (7). Диск (3) расположен на равных расстояниях от опор. Конструкция левой опоры 7 выполнена таким образом, что сдвоенный подшипник препятствует повороту сечения вала при его изгибе. Правая опора (1) с регулируемой жёсткостью обеспечивает его шарнирное опирание. Для ограничения прогибов вала при проходе через критический режим установлен ограничитель (2).

Привод ротора включает электродвигатель постоянного тока 8, питание которого осуществляется от сети через выпрямитель (12). Для регулирования частот вращения электродвигателя в электрическую сеть включён реостат.

В состав системы измерений входят система замера прогибов вращающегося ротора и система регистрации частоты вращения. Первая из этих систем включает в себя индуктивный датчик и блок питания (16), соединённые с гальванометром шлейфового осциллографа 15. Измерение частоты вращения производится датчиком тахометра 9, сигнал которого выводится на стрелочный прибор (11) и шлейфовый осциллограф (15).

Электронно–лучевой осциллограф (20), звуковой генератор (15) и пьезоэлектрический преобразователь (пьезошуп) (17) служат для экспериментального определения частот собственных колебаний ротора. Для повышения точности замера частоты колебаний предназначен электронный частотомер (19). Сигнал с генератора (15) поступает на горизонтальный вход осциллографа (20), а на вход вертикальной развёртки – сигнал пьезоэлектрического преобразователя (17). Возбуждение колебаний производится ударами по диску ротора молоточком с резиновым наконечником. В результате этих ударов происходят затухающие колебания ротора с частотой первого тона. Подстройкой звукового генератора можно добиться совпадения частоты сигналов, поступающих на горизонтальную и вертикальную развёртки осциллографа, о чём можно судить по появлению на его экране эллипса.



Рис. 4.5. Внешний вид установки

Для определения статической жёсткости ротора путём измерения его прогиба под нагрузкой используется (Рис. 4.6) индикатор перемещений часового типа 5 и несколько грузов 2 одинаковой массы для последовательного нагружения вала в вертикальном направлении.

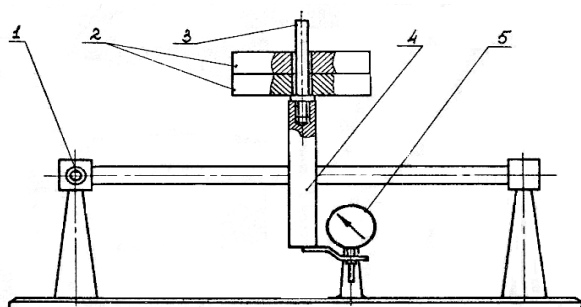


Рис. 4.6. Схема измерения прогиба

Грузы выполнены в форме дисков с центральными отверстиями под шток (3), который ввинчивается в диск ротора (4). Предварительно вал ротора стопорится винтом (1), чтобы шток принял верхнее вертикальное положение.

Конструкция правой опоры (Рис.4.6) позволяет изменять ее вертикальную жёсткость.

Подшипник (3) размещён внутри разрезного вкладыша (4) Вкладыш с помощью фланца крепится одним концом к корпусу (5). Резьбовая втулка (2) при вращении гайки (1) может перемещаться внутри корпуса по вкладышу, изменяя там самым условия опирания подшипника. При крайнем правом положении втулки, когда она полностью убрана в корпус, жёсткость опоры будет минимальной

4.5. Порядок выполнения работы

4.5.1 Расчётно – теоретическое определение $\Omega_{кр}$.

В предположении, что масса вала, имеющего жёсткость C , мала в сравнении с массой диска m критическая частота вращения

$$\Omega_{кр} = p = \sqrt{\frac{C}{m}}. \quad (4.6)$$

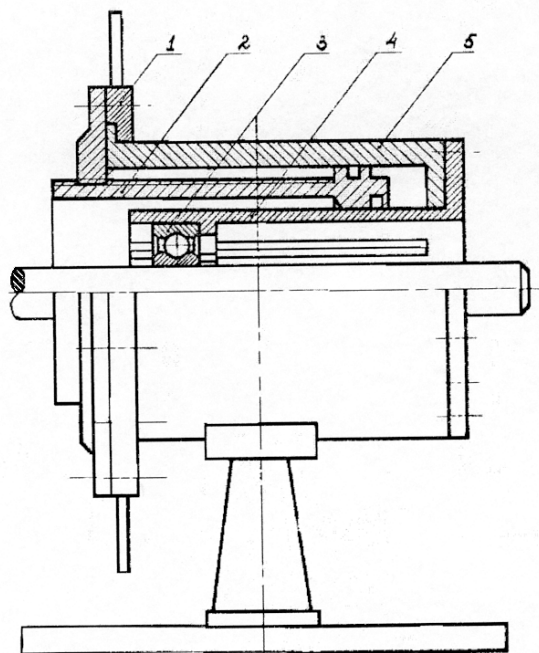


Рис.4.7. Опора переменной жёсткости

Имея в виду, что жёсткость вала C с одной опорой, препятствующей повороту сечения, и другой, представляющей собой шарнир, в месте посадки диска равна

$$C = \frac{111EI}{l^3}, \quad (4.7)$$

где E – модуль упругости материала вала, Па.

I – Момент инерции сечения вала, м^4 ,

l – расстояние между опорами, м.

Расчётно – теоретический метод подразумевает определение критической частоты вращения ротора по формулам (4.6) и (4.7).

4.5.2. Прямое экспериментальное определение $\Omega_{кр}$

Для прямого экспериментального определения $\Omega_{кр}$ необходимо выполнить следующие операции (см. рис.4.4).

- включить питание шлейфового осциллографа 13;
- включить электропитание пульта управления;
- установить и зафиксировать винтами защитные кожухи;
- Убедиться, что шток вывернут из диска и вал не зафиксирован стопорным винтом;
- вывернуть втулку регулируемой опоры для установки её в крайнее левое положение, соответствующее максимальной жёсткости опоры;
- предупредить присутствующих об опасности пребывания в плоскости вращения диска и включении установки;

- поворачивая ручку по часовой стрелке, привести ротор во вращение и плавно разогнать его до оборотов, соответствующих 6 делениям по шкале тахометра, напряжение в сети контролировать по вольтметру, следя за тем, чтобы оно не превышало 220 в;

- по достижении 6 делений по шкале тахометра, быстро вращая ручку реостата против часовой стрелки, уменьшить напряжение в сети установки и частоту вращения до нуля;

- как при росте, так и при падении частоты вращения определить критическую частоту вращения по тахометру, имея в виду, что момент наступления критического режима соответствует максимальному уровню вибрации:

- используя запись шлейфового осциллографа, построить график зависимости относительного прогиба $\frac{y}{y_{MAX}}$ от частоты вращения ротора Ω и с его помощью определить критическую частоту вращения Ω_{KP} .

При плавном увеличении частоты вращения ротора возрастает “тряска” установки. Особенно сильной она становится вблизи критической частоты вращения. Эту частоту нужно проходить ускоренно. При дальнейшем увеличении частоты вращения “тряска” заметно снижается, благодаря самоцентрированию ротора. При выбеге ротора с уменьшением частоты вращения переход через критический режим опять сопровождается интенсивной тряской.

4.5.3. Определение критической частоты вращения по экспериментальному измерению частоты собственных колебаний

Для экспериментального определения частоты собственных колебаний необходимо проделать следующие операции.

- включить с помощью выключателя (14) звуковой генератор (15) и тумплерами (16) и (21) частотомер (19) и электронно – лучевой осциллограф (20);

- приложить пьезоэлектрический преобразователь (пьезощуп) к валу около диска так, чтобы его ось наибольшей чувствительности находилась в вертикальной плоскости, и лёгкими ударами резинового молоточка по диску вызвать изгибные колебания ротора;

- изменяя частоту сигнала звукового генератора вращением ручки лимба, добиться появления эллипса на экране осциллографа, что свидетельствует о равенстве частот колебаний ротора и сигнала генератора;

- записать значение частоты и по формуле 4.1, произведя пересчёт частоты, измеренной в Гц, в 1/с, определить критическую частоту вращения ротора;

- выключить аппаратуру.

4.5.4. Определение критической частоты вращения по статическому прогибу

Для определения критической частоты вращения по статическому прогибу следует произвести экспериментальное измерение жёсткости вала в точке крепления диска. С этой целью при выключенных измерительных приборах и в системе привода необходимо произвести следующие операции.

- снять защитные кожухи;
- Застопорить вал винтом в таком положении, при котором шток занимает верхнее вертикальное положение;
- Расположить рычаг индикатора под центром диска и установить шкалу индикатора на нуль;
- аккуратно, не допуская ударов, надеть на шток первый груз и снять показание индикатора;
- повторить измерения, догружая вал вторым и третьим узлами;
- произвести измерения, последовательно снимая по одному грузу;
- показания индикатора занести в таблицу 4.1

Таблица 4.1

Масса груза, кг	Показания индикатора $\cdot 10^5$ м			Жёсткость, $С10^{-4}$ Н/м	Средняя жёсткость, $С10^{-4}$ Н/м
	При нагрузении	При разгрузке	Среднее значение		

- определить среднее значение жёсткости

$$C_{CP} = \frac{\sum_{i=1}^n C_i}{n}$$

- и по формуле 4.5 определить критическую частоту вращения

4.6.Оформление отчёта

Отчёт должен содержать:

- задание на лабораторную работу,
- схему установки с сетью соединения и электропитания приборов и аппаратуры,
- исходные данные,
- результаты регистрации измеряемых параметров,
- график зависимости относительного прогиба вала от частоты вращения ротора,
- результаты определения критических частот вращения различными способами,
- выводы о проделанной работе.

В выводах необходимо отразить качественное и количественное сравнение различных способов определения критических частот вращения ротора.

Лабораторная работа №5

ОЦЕНКА ВИБРОСОСТОЯНИЯ АВИАДВИГАТЕЛЯ

Целью работы является

-ознакомление студентов со штатной виброизмерительной аппаратурой, используемой при техническом обслуживании и ремонте авиадвигателей в организациях гражданской авиации,

- изучение основ методики экспериментальной оценки виброостояния лабораторной модели авиадвигателя на резонансных режимах работы.

5.1. Основные определения.

Под резонансным режимом работы двигателя понимают такое его состояние, при котором возникают интенсивные колебания на собственной частоте конструкции двигателя (в целом) как упругой системы. Возбуждение этих колебаний происходит под действием центробежных сил неуравновешенного ротора, которые передаются на подшипники и упругий корпус. Частота резонансных колебаний двигателя отличается от частоты собственных изгибных колебаний ротора и других элементов конструкции (парциальных частот подсистем, составляющих двигатель, как упругую систему). Поэтому резонансный режим работы двигателя не следует, как это часто бывает, называть критическим режимом вращения ротора в упругом корпусе или критическим режимом системы ротор-корпус. Различие этих двух понятий состоит не только в разнице величин собственной парциальной частоты ротора, определённой даже с учётом упругости опор, и резонансной частоты двигателя, но и, что существенно, в характере деформирования элементов конструкции двигателя. Таким образом, при резонансных колебаниях двигателя не обязательно (при существенном различии парциальных частот собственных колебаний ротора и корпуса двигателя) происходит потеря устойчивости ротора, характерная для критического режима. Вал вращающегося ротора испытывает изгиб от неуравновешенных центробежных сил. При этом изменения по времени знака изгибных напряжений и резкого увеличения прогиба вала не происходит, а остальные элементы конструкции (опоры ротора, корпус и др.) деформируются в режиме резонансных гармонических колебаний.

Резонансный режим может быть опасным как для элементов конструкции самого двигателя, так и для летательного аппарата, на который передаются вибрационные нагрузки от работающего двигателя.

Величина силового воздействия двигателя равна произведению его массы на вибрационное ускорение точек его крепления к летательному аппарату

$$P = M_{ос} \frac{d^2 y}{dt^2},$$

где $M_{ос}$ – масса двигателя,

$y(t)$ – перемещение точки крепления двигателя по времени.

С этой позиции было бы целесообразно производить экспериментальную оценку опасности виброостояния работающего двигателя по замерам характера и параметров

вибрации, например, виброускорения $\frac{d^2y}{dt^2}$ в точках крепления двигателя. Но реально это, как правило, неосуществимо из-за конструктивных трудностей. Поэтому замер вибраций производится в других точках. Эти точки выбираются из соображений оценки вибронегруженности силовых элементов конструкции самого двигателя. Обычно точки измерения (так называемые “силовые пояса”) жёстко связаны с опорами ротора.

Оценка вибронегруженности производится по коэффициенту виброперегрузки, представляющему собой отношение амплитудного значения виброускорения к ускорению земного притяжения на уровне моря

$$K = \frac{\left. \frac{d^2y}{dt^2} \right|_{\max}}{g}.$$

При гармонических колебаниях двигателя на резонансном режиме перемещения в точке измерения равны

$$y = Y \sin \omega t,$$

так называемая виброскорость

$$\frac{dy}{dt} = \omega Y \cos \omega t,$$

виброускорение

$$\frac{d^2y}{dt^2} = -\omega^2 Y \sin \omega t,$$

амплитудное значение виброускорения

$$\left. \frac{d^2y}{dt^2} \right|_{\max} = \omega^2 Y.$$

Коэффициент виброперегрузки

$$K = \frac{\omega^2 Y}{g}. \quad (5.1)$$

Допустимые значения коэффициента виброперегрузки

$K = 3-5$ для двигателей большой тяги,

$K = 3-7$ для двигателей средней тяги,

$K = 7-14$ для двигателей малой тяги,

$K = 6,5$ для турбовинтовых двигателей средней мощности.

Опасность резонансного режима возрастает с приближением его к зоне рабочих оборотов двигателя, поэтому, кроме ограничений по коэффициенту виброперегрузки, при создании двигателя резонансные частоты выносятся за пределы рабочих режимов. Однако, в процессе эксплуатации под воздействием ряда факторов, приводящих к повреждениям элементов конструкции, например, при повреждении опор ротора или двигателя, при обрыве лопаток компрессора, как виброперегрузка, так и резонансная частота могут изменяться. По этой причине в авиационно-технических базах гражданской авиации предусмотрены работы по экспериментальной оценке вибросостояния двигателей.

Лабораторная работа, как это отмечено выше, знакомит студентов не только с методической основой оценки вибросостояния на модели роторной машины, но и с измерительным оборудованием, используемым для этой цели.

5.2. Описание экспериментальной лабораторной установки

Внешний вид установки показан на рис.5.1



Рис.5.1. Внешний вид установки

В качестве объекта исследования используется модель роторной машины, показанная на рис.5.1. Она состоит из ротора, представляющего собой вал (4) с закреплённым на нем массивным диском (7). Ротор вращается в двух сферических подшипниках, допускающих свободный поворот концевых сечений вала. Подшипники закреплены в корпусах опор. Опора (5) является жёсткой, опора (10) – податливой. Она подвешена консольно на шпильках (8), обеспечивающих её податливость в радиальном направлении. Для измерения вибраций податливой опоры на её корпусе смонтированы датчики горизонтальных и вертикальных вибраций. Ротор вращается электродвигателем постоянного тока (2) через упругую муфту (3). На двигателе закреплён датчик тахометра (1). Для предупреждения опасных прогибов имеется ограничитель (6).

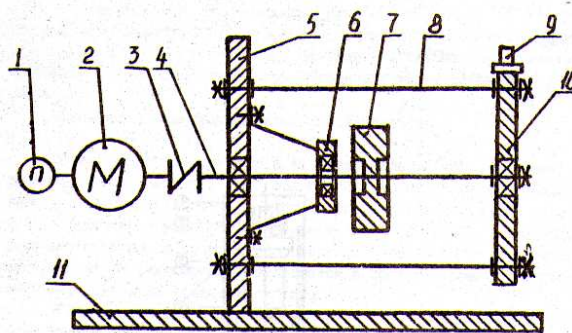


Рис.5.1 Схема установки

6.3. Система измерения вибраций

5.3.1. Измерение с помощью осциллографа

В системе осциллографического измерения используются датчики сейсмического

типа МВ-22 (рис.5.2а). в корпусе (1) такого датчика на пружинах (2) подвешена масса (3), представляющая собой постоянный магнит. С корпусом датчика связана электрическая катушка (3). При перемещении массы-магнита относительно катушки в её витках наводится ЭДС, пропорциональная скорости относительного перемещения.

Датчик устанавливается на вибрирующем объекте (5), и, если собственная частота массы-магнита (собственная частота датчика) существенно (в 2-3 раза) ниже частоты измеряемых вибраций, то подвешенная на пружинах масса будет оставаться при колебаниях объекта исследований практически неподвижной. Поэтому ЭДС, наводимая в обводке катушки, будет пропорциональна абсолютной скорости вибраций объекта, на котором закреплён датчик.

В качестве регистрирующего прибора используется, как это показано на рис.2б, катодный осциллограф (3). С датчика вертикальных вибраций (2) сигнал подаётся на вертикальную развёртку осциллографа, а с датчика горизонтальных вибраций (4) – на его горизонтальную развёртку, Амплитуды горизонтальных и вертикальных отклонений луча пропорциональны амплитудам виброскорости вибраций объекта (1) в соответствующих направлениях.

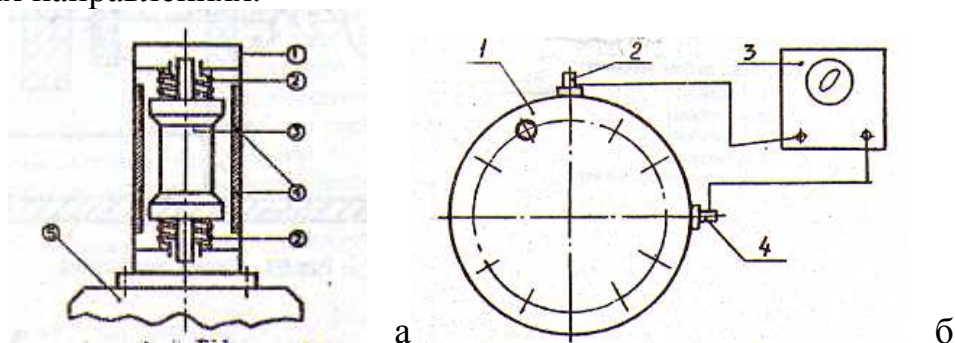


Рис.5.2 Датчик вибраций (вибропреобразователь) и система измерений

5.3.2.Измерение с помощью анализатора вибрации VM-3/X

Анализатор вибрации VM-3/X представляет собой портативный многофункциональный прибор, предназначенный для измерения, анализа и контроля уровня вибраций авиационных газотурбинных двигателей

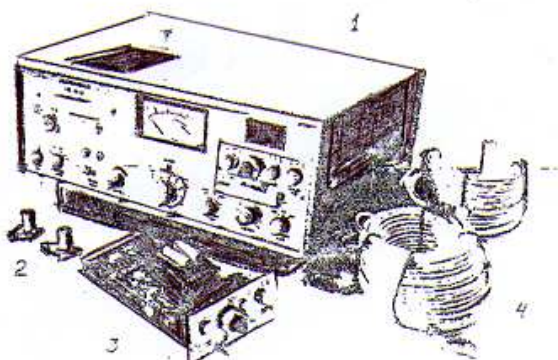


Рис.5. 3. Внешний вид комплекта виброанализатора VM-3/X

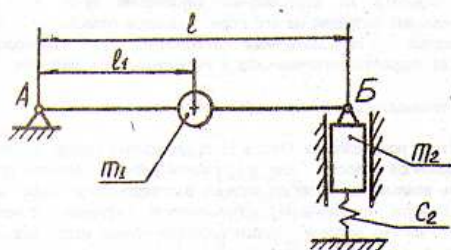
В состав комплекта аппаратуры VM-3/X (рис.5.3) входят анализатор вибраций (1), пьезоэлектрические датчики вибраций (вибропреобразователи) СА-136 (2), дополнительный блок следящего сканирующего фильтра TSFM 600 (3) и соединительная кабельная сборка (4).

Анализатор VM/3X позволяет производить

- измерение уровня вибраций в диапазоне частот вращения ротора от 28 до 150 Гц,
- частичный спектральный анализ вибрации на установившемся (стационарном) режиме работы двигателя,
- узкополосный следящий анализ вибрации на переходных режимах работы двигателя (от режима малого газа до взлётного),
- вывод результатов измерения на стрелочный индикатор и запись их с помощью встроенного в прибор двухкоординатного самописца на стандартную карту (по размеру соответствующую перфокартам ЭВМ).

5.4. Расчётная схема упругой системы

Для расчёта динамических характеристик экспериментальной модели используется



упрощённая расчётная схема (рис.5.4), упругого невесомого вала длиной l с сосредоточенной в точке l_1 приведенной массой m_1 . Вал опирается одним концом на жёсткую опору А и другим на инерционную **Рис.5.4** Расчётная схема податливую опору Б, обладающую массой m_2 и жёсткостью C_2 . Обе опоры допускают свободный поворот концевых сечений вала

Рис.5.4. Расчётная схема Приведенная масса m_1 включает в себя массу собственно диска с крепёжными деталями и приведенную массу вала. Упругость системы выражается с помощью коэффициентов жёсткости упругой опоры C_2 и вала C_1 в точке крепления диска.

Коэффициент жёсткости опоры

$$C_2 = \frac{12E_u I_u i}{l^2}, \quad (5.2)$$

где E_u – модуль упругости материала шпилек, Па,

I_u – момент инерции сечения шпильки, м^4 ,

l – расстояние между опорами, м,

i – число шпилек.

Коэффициент изгибной жёсткости вала в точке крепления диска посередине между опорами с учётом упругости одной из них

$$C_1 = \frac{48EI}{l^3}. \quad (5.3)$$

Здесь E – модуль упругости материала вала,

I – момент инерции сечения вала.

Момент инерции сечения вала определяется по формуле

$$I = \frac{\pi D^4}{64}.$$

Момент инерции сечения шпильки определяется по этой же формуле с подстановкой вместо диаметра вала диаметра шпильки.

Основные параметры модели

Наименование параметра	Обозначение, мерность	Величина
Приведенная масса ротора	m_1 , кг	9
Приведенная масса податливой опоры	m_2 , кг	12,1
Модули упругости материала вала и шпилек	$E, E_{ш}$, Па	$2,0 \times 10^{11}$
Диаметр вала	D_B , м	0,015
Диаметр шпилек	$D_{ш}$, м	0,012
Число шпилек	i	12
Расстояние между опорами	l , м	0,4
Расстояние от жёсткой опоры до диска	l_1 , м	0,2

5.5. Расчётное определение резонансных частот

Для расчёта резонансных частот представим упругую систему, изображённую на рисунке 4, в виде двух подсистем, связанных между собой в точке Б, заменив действие этой связи реакциями (рис.5.5).

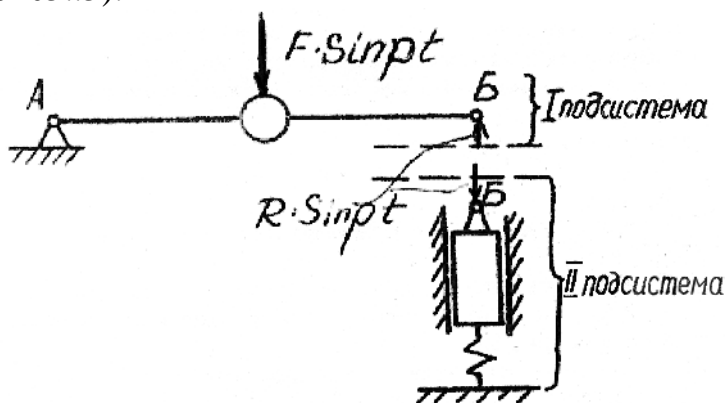


Рис.5.5. Представление рассматриваемой системы в виде связанных подсистем

Пусть в точке крепления массы m_1 первой подсистемы на неё действует внешняя гармоническая сила $F \sin pt$. При установившихся колебаниях действие этой силы приводит к появлению в точке связи реакций $R \sin pt$. Обозначив перемещения массы ротора и точки связи соответственно через y_1 и y_2 , запишем уравнения колебаний рассматриваемых подсистем

$$\begin{aligned}
 m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + C_1(y_1 - 0,5y_2) &= F \sin pt, \\
 m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + C_2 y_2 &= R \sin pt.
 \end{aligned}
 \tag{5.4}$$

Частные решения этих уравнений, соответствующие установившимся колебаниям системы

$$y_1 = Y_1 \sin pt, \quad y_2 = Y_2 \sin pt,$$

где

$$Y_1 = \frac{\frac{F}{C_1} + 0,5Y_2}{1 - \frac{p^2}{\omega_1^2}}, \quad Y_2 = \frac{\frac{R}{C_2}}{1 - \frac{p^2}{\omega_2^2}}.
 \tag{5.5}$$

В этих выражениях

$$\omega_1^2 = \frac{C_1}{m_1}, \quad \omega_2^2 = \frac{C_2}{m_2}$$

- квадраты парциальных частот собственных колебаний первой и второй подсистем.

Амплитудное значение силы реакции в точке связи

$$R = 0,5C_1(Y_1 - 0,5Y_2) \tag{5.6}$$

Рассматривая соотношения (5) и (6) как систему уравнений относительно амплитудных перемещений Y_1, Y_2 и реакции R , можно, в частности, получить

$$Y_2 = \frac{F}{C_2 \left[\left(1 - \frac{p^2}{\omega_1^2}\right) \left(1 - \frac{p^2}{\omega_2^2}\right) + 0,25 \frac{C_1}{C_2} \frac{p^2}{\omega_1^2} \right]}.
 \tag{5.7}$$

Условием резонанса является разрыв решения по параметру p^2 , т.е. такое значение частоты внешней гармонической силы, при котором знаменатель выражения (7) равен нулю. Отсюда следует частотное уравнение в виде

$$\left(1 - \frac{p^2}{\omega_1^2}\right) \left(1 - \frac{p^2}{\omega_2^2}\right) + 0,25 \frac{C_1}{C_2} \frac{p^2}{\omega_1^2} = 0.$$

Корни этого уравнения равны квадратам значений частот собственных колебаний модели

$$p^2 = \frac{\omega_2^2 \left(1 - 0,25 \frac{C_1}{C_2}\right) + \omega_1^2 \pm \sqrt{\left[\omega_2^2 \left(1 - 0,25 \frac{C_1}{C_2}\right) + \omega_1^2\right]^2 - 4\omega_1^2 \omega_2^2}}{2}
 \tag{5.8}$$

Расчёт по этой формуле даёт два действительных положительных значения частоты. Меньшее из них соответствует движению обеих масс в одной фазе, а большее - в противофазе.

5.6. Порядок выполнения работы

5.6.1. Расчёт частот резонансных колебаний

- 1) С помощью выражений (5.22) и (5.3) рассчитываются коэффициенты жёсткости.
- 2) Определяются парциальные частоты ω_1 и ω_2 собственных колебаний первой и второй подсистем.
- 3) Из соотношения (5.8) определяются частоты резонансных колебаний модели.

5.6.2. Экспериментальное определение динамических характеристик модели

Экспериментальное определение динамических характеристик на резонансных режимах с использованием осциллографической системы измерений предусматривает выполнение следующих операций.

- 1) После инструктажа по технике безопасности и получения разрешения на выполнение работы включить электропитание.
- 2) Установить ручку регулирования частоты вращения ротора в крайнее положение против часовой стрелки и включить катодный осциллограф.
- 3) Включить тумблер пуска электромагнитного усилителя.
- 4) Включить тумблер пуска приводного электродвигателя.
- 5) Плавно повышая частоту вращения ротора поворотом ручки регулирования частоты, довести её до первого, а затем до второго резонансных значений (о достижении резонансных режимов можно судить по росту отклонения луча катодного осциллографа). На каждом из резонансных режимов выдерживать систему следует не более 10 секунд
- 6) Выключить приводной двигатель, электромагнитный усилитель и осциллограф.
- 7) выключить электропитание установки.

5.6.3. Проведение измерений с помощью виброанализатора УМ-3/Х

5.6.3.1. Проверка исправности аппаратуры встроенным контролем

- 1) Переключатель (8) "RANG" на панели управления виброанализатора установить в положение "TEST".
- 2) Переключатель (2) "TRACK/SKAN SELEKTOR" установить в положение "STAND BY".
- 3) Переключатель (9) "MEASURING MODE" установить в положение "BROAD BAND STRIP" (полная широкая полоса).
- 4) Включить прибор, установив переключатель (1) "SUPPLY MODE" в положение "ON" (включено). При этом стрелка указателя должна находиться в пределах голубой зоны шкалы.
- 5) Переключатель (9) "MEASURING MODE" установить в положение "BROAD BAND REDUCED" (сокращённая широкая полоса).

6) Руководствуясь значениями граничных частот установленного в приборе полосового фильтра и значениями частоты контрольного сигнала, установить переключатель (14) "FREQUENCY RANG" в положение, при котором контрольный сигнал пропускается встроенным полосовым фильтром, а его частота находится вблизи середины пропускания фильтра. При этом стрелка указателя должна находиться в пределах голубой зоны шкалы. Для полосового фильтра 28-150 Гц переключатель (14) необходимо установить в положение 30-399

7) Переключатель (9) "MEASURING MODE" установить в положение "NARROW BAND" (узкая полоса).

8) Переключатель (12) "OPERATING MODE" установить в положение "f central".

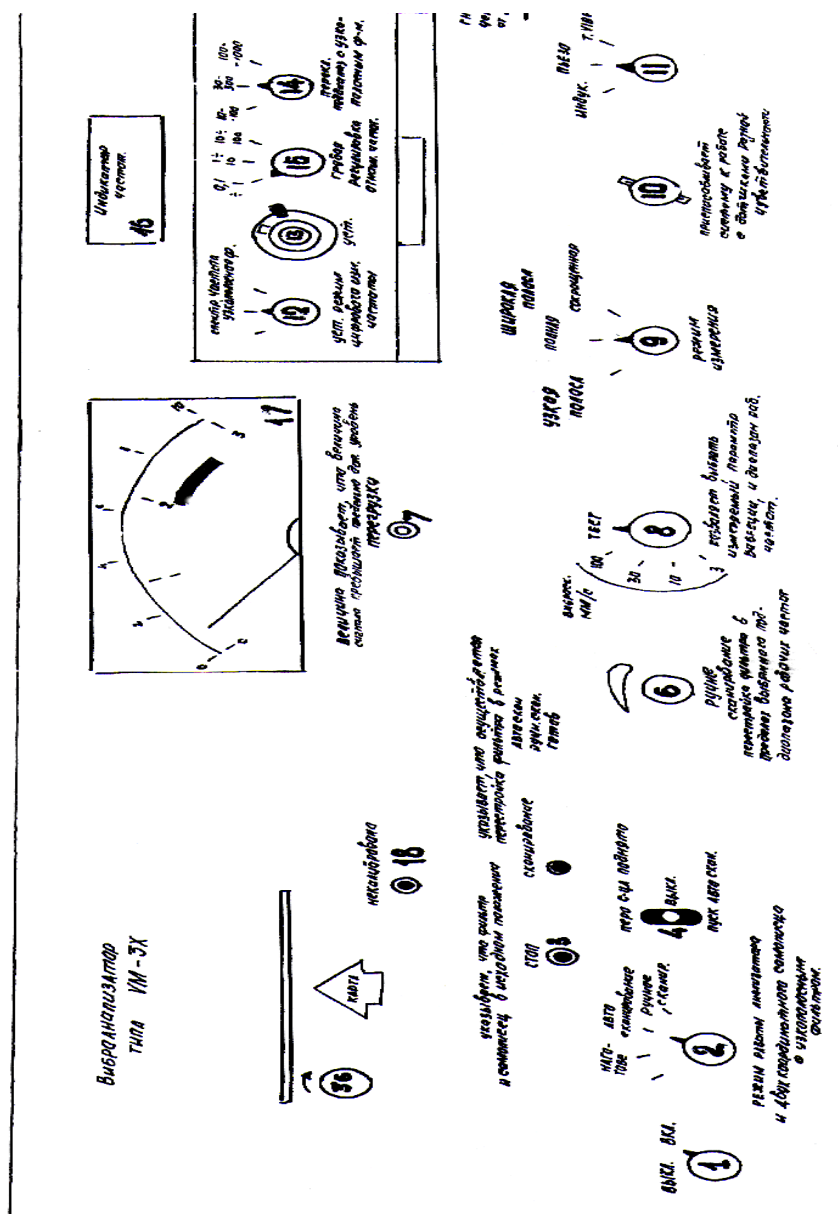


Рис.5.6. Панель управления виброанализатора

9) Переключатель (14) установить в положение 30-300

10) Переключатель (25) на боковой панели установить в положение "CAL".

11) Вставить перо в держатель самописца.

12) Вставить карточку в самописец.

13) Перевести переключатель (2) “TRACK/SCAN SELECTOR” в положение “AUTO SCAN”.

14) Кратковременно перевести переключатель 4 в положение “START SCAN”. Наблюдая за пером самописца, убедиться в работоспособности системы записи.

15) Повернуть потенциометр 6 “MAN SCAN” против часовой стрелки до упора.

16) Перевести переключатель (2) “TRACK/SCAN STLECTOR” в положение “MAN SCAN”. Цифровое табло должно показывать 30 ± 2 Гц.

17) Медленно вращая ручку потенциометра (6) “MAN SCAN” почасовой стрелке, добиться максимального отклонения стрелки и максимальной амплитуды записи контрольного сигнала на карте самописца (максимальное отклонение стрелки соответствует первой гармонике контрольного сигнала).

Отклонение стрелки указателя и амплитуда записи на карте должны составлять не менее 50-60% от всей шкалы.

Продолжая вращать ручку потенциометра по часовой стрелке, довести её до упора, при этом цифровое табло должно показывать 300 ± 2 Гц.

18) Убедиться, что разница в амплитудах записи контрольного сигнала на карте в режимах “AUTO SCAN” и “MAN SCAN” не превышает 10%.

19) Выключить прибор, установив переключатель (1) “SUPPLY MODE” в положение “OFF”.

Примечание: проверка анализатора на других рабочих поддиапазонах следящего сканирующего фильтра типа TSFM 600 S001 или TSFM 600 S002 осуществляется аналогично.

5.6.3.2. Работа в режиме автоматического сканирования (AUTO SCAN)

1) Подсоединить датчик к разъёму “INPUT”.

2) Установить переключатель (11) ”TRANSDUCTPSELECT” в положение, соответствующее используемому датчику.

3) Установить переключатель (10) “SENSTIVITY” в положение, соответствующее используемому датчику.

4) Установить переключатель (9) “MEASURING MODE” в положение “NARROW BAND”.

Примечание: Следует убедиться, что переключатель 14 “CAL UNCAL” находится в положении “CAL”.

5) Перевести переключатель (1) “SUPPLY MODE” в положение “ON”

6) Установить переключатель (2) “TRACK/SCAN SELECTOR” в положение “AUTO SCFN” при этом должен гореть индикатор “STOP”.

7) Установить переключателем (14) “FREQUENCY RANGE” необходимый поддиапазон рабочих частот (10-100 Гц).

8) Установить переключателем 8 необходимый параметр и диапазон его измерения (100).

9) Запустить установку и установить частоту вращения электромотора около 0,8-0,9 от расчётной частоты первого резонанса (отличие от резонанса диктуется требованиями безопасности).

10) Произвести запуск автоматической перестройки узкополосного фильтра путём кратковременного перевода переключателя “RECORDER CONTROL” в положение “START SCAN” При этом загорается индикатор “SCAN” и начинает работу самописец. После прохождения заданного диапазона частот каретка самописца возвращается в начальное положение и загорается индикатор “STOP”/

11) Повторить запись на частоте вращения электромотора установки, равной 0,8-0,9 от расчётной частоты второго резонанса.

12) Отключить электропитание установки и выключить измерительную аппаратуру.

5.7..Обработка результатов измерений

1) По карточке виброизмерений определяются частоты ω_1 и ω_2 собственных колебаний модели и максимальные значения Y_1 и Y_2 амплитуд виброскорости.

2) Рассчитать по формуле величины значений виброперегрузки K_1 и K_2 .

5.6.Оформление отчёта

Письменный отчёт по результатам работы должен включать в себя

-краткое описание установки,

-описание расчётной модели с указанием всех данных для расчёта,

-расчётные формулы и таблица результатов расчёта,

-анализ результатов расчётов и эксперимента.

6.Литература

1.Кириченко В.И. Расчёт деталей и узлов авиационных газотурбинных двигателей. Харьков, 1967, 565 с.

2. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. Наука, Москва 1964, 437 с.

3. Инструкция по эксплуатации ИЭ 105. 01-86 и техническое описание ТО 105. 2-86 многофункционального портативного анализатора вибраций УМ-3/Х