

М. Е. ЛЕВИТ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛНОРАЗМЕРНЫХ ГТД НА ВАКУУМНОМ ВИБРОИЗМЕРИТЕЛЬНОМ БАЛАНСИРОВОЧНОМ СТЕНДЕ

В одной из лабораторий Московского авиационного института им. Серго Орджоникидзе разработан и опробирован метод динамических исследований полноразмерных двигателей и их узлов с созданием вакуума в полости вращения ротора.

Созданный на основе этого метода вакуумный виброизмерительный балансировочный стенд позволяет выполнять исследования натурных объектов и их узлов при рабочем числе оборотов и необходимой температуре со значительным сокращением потребной мощности.

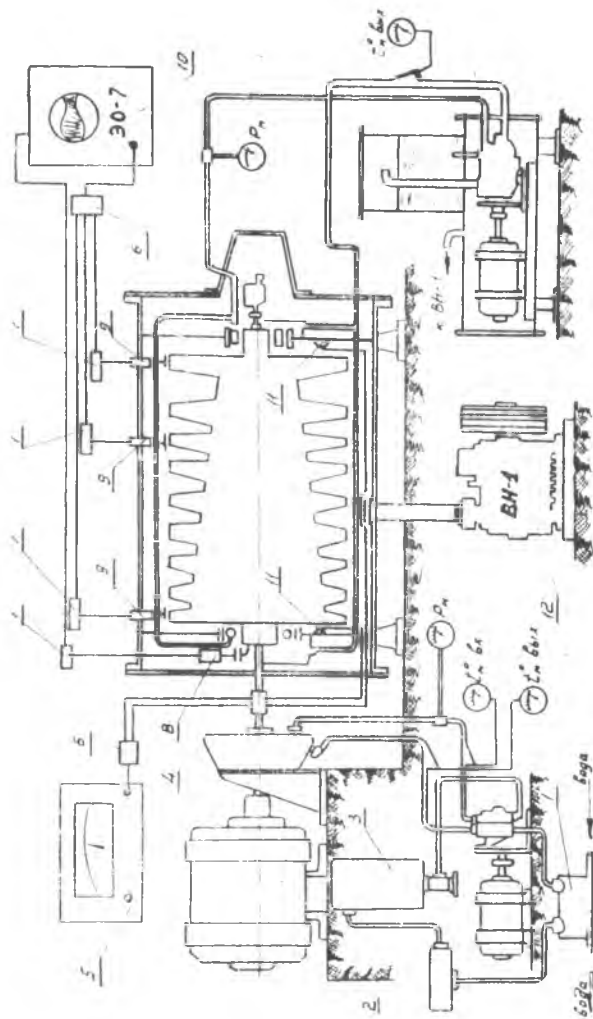
Так, например, для вращения роторов мощных авиационных турбореактивных двигателей с рабочим числом оборотов потребовалось от 25 до 65 квт.

На фиг. 1 дана принципиальная схема стенда, состоящего в основном из следующих агрегатов и систем: привода, вакуумной смазки, виброизмерительной, определения прогиба, а также вакуумной камеры и исследуемого объекта. Замена испытуемого объекта не требует переоборудования стенда, так как на нем все системы автономны.

В стенде можно проводить исследования в области:

- а) вибрации отдельных элементов и двигателя в целом на рабочих и превышающих рабочий диапазон оборотах;
- б) отработки приспособлений, понижающих уровень вибраций двигателя;
- в) влияние технологических факторов на качество работы двигателя, в частности, влияния сборки и балансировки деталей и узлов на вибрацию двигателей;
- г) прочности деталей и узлов двигателя;
- д) оценки влияния аэродинамических факторов и др.

Приведем некоторые конструктивные особенности стенда.



Фиг. 1. Принципиальная схема стэнда:

1. Радиатор; 2. Фильтр; 3. Маслобак; 4. Мультииндикатор; 5. Стрелочный индикатор вибраций; 6. Переключатель; 7. Предварительный усилитель; 8. Емкостный датчик отсечки места; 9. Емкостный датчик отсечки; 10. Электронный осциллограф; 11. Вибродатчик типа МВ-21; 12. Вакуумный насос.

Система привода состоит из электродвигателя постоянного тока, мультипликатора и рессоры с соединительной муфтой.

Чтобы исключить влияние механизма привода на вибрацию исследуемого ТРД, рессора заканчивается муфтой свободного хода обычной конструкции. Выключение системы привода происходит после раскрутки ротора на требуемые обороты.

Мощность, в основном, расходуется на преодоление потерь трения ротора о воздух. Мощность трения для колеса с заданным соотношением геометрических размеров является функцией угловой скорости, диаметра колеса и плотности воздуха. Ввиду отсутствия расчетных формул, позволяющих точно определить мощность, потребную на вращение ротора при разрежениях порядка $1 \div 5$ мм рт. ст., нами получены опытные значения для роторов ТРД. Они не превышают 65 квт.

Камера в которую помещается исследуемый объект, имеет разъемы, а также технологические люки, снабженные герметическими уплотнениями. Внутри камеры приварены два кольцевых шпангута, которые с помощью переходных колец позволяют устанавливать двигатель или ротор по нескольким силовым схемам крепления.

Выбор способа крепления обусловлен требованием совпадения частотных характеристик системы (исследуемый объект и камера) с частотной характеристикой, полученной при натуральных стендовых испытаниях исследуемого объекта.

К камере через специальные вводы присоединяются следующие системы: вакуумная, масляная, измерительная и система привода, как это показано на фиг. 1.

Вакуумная система имеет своей целью создание и поддержание необходимого разрежения в вакуумной камере. Эта цель достигается, в основном, рациональным выбором конструкции рабочего объема — вакуумной камеры, созданием простых и надежных уплотнений на всех разъемах и люках камеры, во всех вакуумных магистралях и, наконец, правильным выбором типа вакуумного насоса. Что касается подвижных соединений вал—корпус, то здесь применены пакеты манжетных уплотнений из специальной резины. Кроме этих мероприятий необходимо выполнить следующее условие: стараться по возможности меньше устанавливать в рабочем объеме узлы, детали и магистрали из легко возгоняющихся в вакууме материалов (резина, хлорвинил, пластолит, эбонит, электрический провод во всех видах изоляции и т. п.). Это особенно важно, если производительность вакуумного насоса выбрана без достаточного запаса по сравнению с требуемой по расчету, так как неизбежные натекания воздуха через уплотнение в рабочий объем и большое количество легкогазящих материалов могут не позволить получить требуемое разрежение. Для создания разрежения используются два вакуумных насоса типа ВН-1, позволяющие получить в рабочем объеме $2,5 \text{ м}^3$ разрежение порядка $1\text{—}2$ мм рт. ст. за $3\text{—}5$ минут.

Смазка подшипников обеспечивается двумя автономными циркуляционными масляными системами. Первая предназначена для смазки подшипников, расположенных в зоне нормального атмосферного давления, вторая — для смазки подшипников, расположенных в зоне разрежения (в вакуумной камере).

Выбор схемы маслосистемы и типа смазки, способной работать при низком давлении, представляет серьезные затруднения. В результате исследований была выбрана одна из схем, приведенная на фиг. 1, и тип смазки — жидкость № 6 на силиконовой основе.

Аппаратура стенда делится на две группы. К первой группе относится вся универсальная аппаратура, позволяющая осуществлять контроль за работой всех вспомогательных систем стенда.

Ко второй группе относится аппаратура, измеряющая и регистрирующая величину вибраций: вибродатчики сейсмического типа, стрелочный индикатор вибраций типа СИВ-3 и шлейфовый осциллограф типа МПО-2; емкостные датчики, регистрирующие изменение величины и направления прогиба ротора, предварительные усилители, усиливающие сигнал с емкостных датчиков, и катодный осциллограф.

Конструктивные особенности стенда позволили разработать и опробовать новый метод балансировки. Он основан на уменьшении стрелы прогиба упругой линии, экспериментально найденной при рабочем числе оборотов ротора.

Балансировка полноразмерных изделий в собственных корпусах и опорах ведется на резонансных режимах работы системы в диапазоне рабочих оборотов ротора. При этом используются дополнительные — средние плоскости коррекции.

Этот метод позволяет наряду со снижением уровня вибраций двигателя снизить напряжения в роторе за счет устранения в нем прогиба.

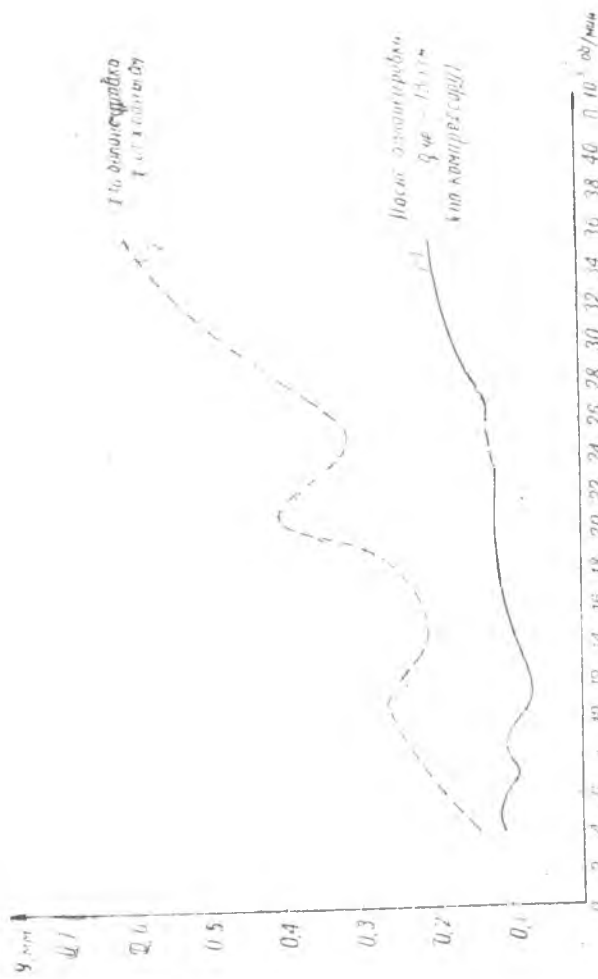
На фиг. 2 и 3 показано изменение прогиба и величины амплитуды вибраций одного из высокооборотных турбореактивных двигателей, в результате балансировки его на вакуумном виброизмерительном балансировочном стенде.

Уравновешивание на стенде проводится в следующем порядке:

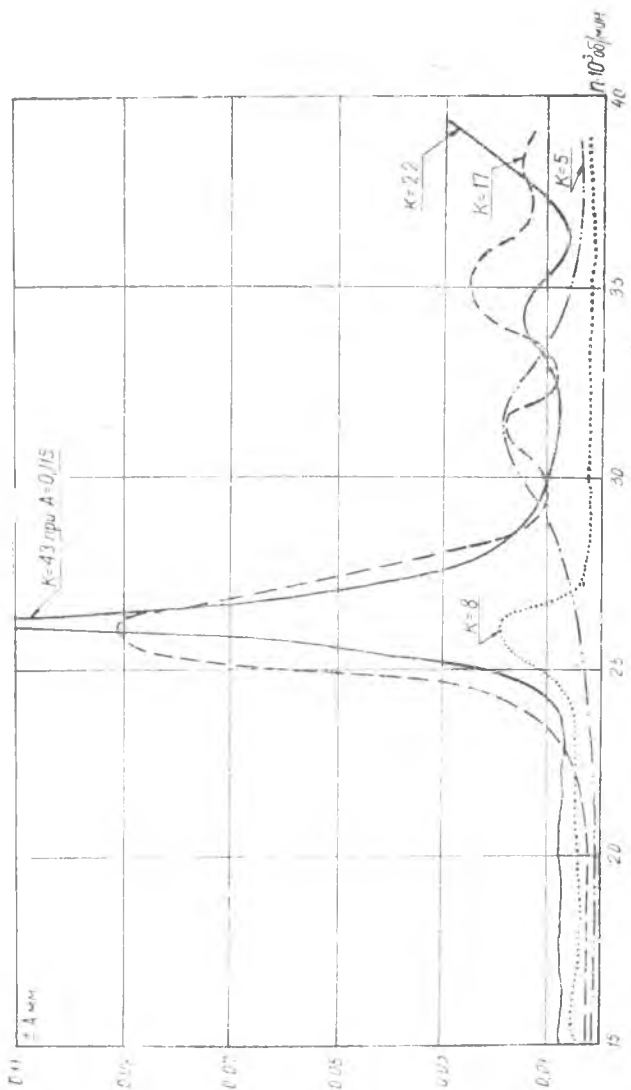
Балансируемый ротор или двигатель устанавливается со своими корпусами и опорами в камеру стенда и раскручивается на рабочие обороты.

В период набора оборотов, а также при выдержке на номинале и на спаде их ведется наблюдение за показаниями приборов для измерения амплитуд вибраций и прогиба ротора. Данные измерений заносятся в протоколы.

По результатам опыта устанавливается форма упругой линии ротора по ступеням на всем диапазоне рабочих оборотов как на их подъеме, так и на спаде.



Фиг. 2. Измененне прогиба вала по оборотам в зависимости от дисбаланса ротора.



Фиг. 3. Изменение амплитуды вибраций по оборотам в зависимости от дисбаланса ротора.

По получении вышеупомянутых сведений выявляются резонансы системы, лежащие в диапазоне рабочих оборотов. Зная форму упругой линии и величину амплитуд по ступеням ротора, легко установить, в какие места необходимо внести уравнивающий груз. Величины груза определяются аналитическим и опытным путем.

Величина и направление прогиба определяются следующим образом: емкостные датчики* устанавливаются в нескольких поясах вращения (обычно против ступеней) исследуемого ротора (фиг. 1). Чувствительные элементы устанавливаются относительно ротора с зазором в пределах от 0 до 5 мм. Применяемая аппаратура позволяет измерить зазор между концом лопатки и чувствительным элементом с точностью до 0,001 мм.

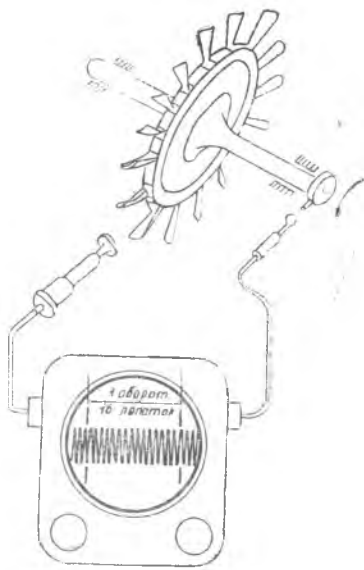
Емкостные датчики через предварительный усилитель соединяются с входами катодных осциллографов (например, типа ЭО-7).

Лопатки ступени при вращении ротора, проходя мимо чувствительного элемента датчика, изменяют емкость системы и на экране осциллографа появляется их отметка — всплеск (фиг. 4). При наличии гладкой поверхности ротора питание датчика необходимо осуществить от генератора несущей частоты.

Таким образом определяется относительная величина прогиба, как функция числа оборотов. Полученные данные дают лишь качественную оценку изменения упругой линии. Для получения полной характеристики упругой линии ротора необходимо также узнать направление прогиба относительно любой заранее заданной точки отсчета. Для этого используется дополнительный емкостный датчик, называемый отметчиком места.

Направление прогиба определяется следующим образом: на валу ротора в радиальном направлении, в произвольном по углу месте, устанавливается металлический шип, в плоскости вращения которого установлен емкостный датчик отметчика места (фиг. 4). Последний через предварительный усилитель включается на отметку времени катодного осциллографа. При вращении ротора шип проходит мимо чувствительного элемента емкостного датчика и на экране осциллографа виден один импульс за оборот ро-

* Определение величины и направления прогиба (деформаций) может производиться также при помощи индуктивных и других датчиков.



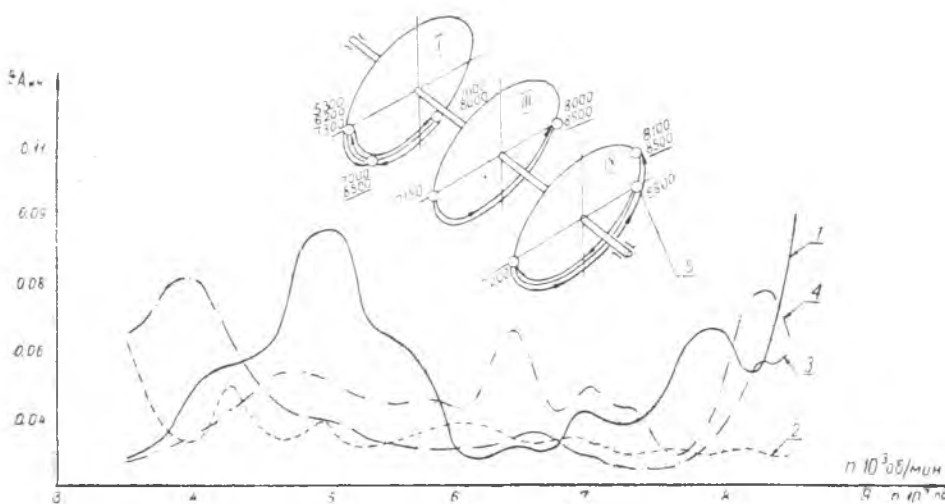
Фиг. 4. Схема замера величины и направления прогиба.

тора. Очевидно, что за каждый оборот ротора мы видим импульс, характеризующий вполне определенное положение отметчика по отношению к максимуму огибающей прогиба. Таким образом, можно с достаточной точностью (до одной лопатки) определить число лопаток от максимума огибающей до импульса отметчика места, т. е. с точностью до одной лопатки определить направление прогиба или так называемого «тяжелого места» ротора в данной плоскости.

Зная картину поведения «тяжелых мест» по ступеням ротора, определяются места и величины необходимых уравнивающих грузов по корректирующим плоскостям.

Благодаря емкостной аппаратуре, можно проследить за изменением положения («гулянием») «тяжелого места» по оборотам ротора в любой его плоскости.

Это показано на графике (фиг. 5) для девятиступенчатого ротора компрессора ТРД, где одновременно дано изменение амплитуд вибраций по четырем вибродатчикам.

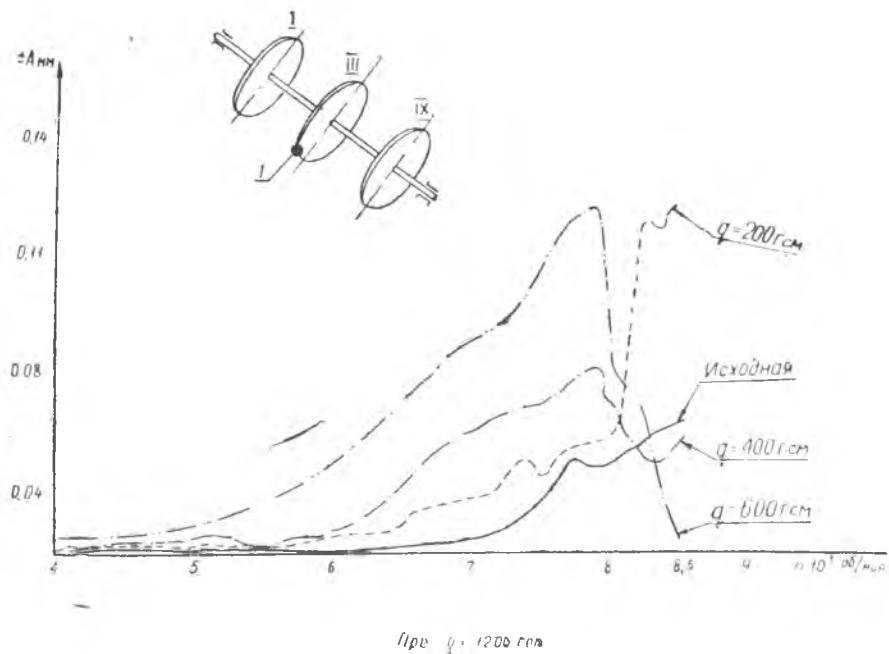


Фиг. 5. Изменение положения «Тяжелые места» и величины амплитуды в зависимости от оборотов ротора.

Вибродатчики: 1. Передний вертикальный; 2. Передний горизонтальный; 3. Задний горизонтальный; 4. Задний вертикальный; I; II; IX — ступени ротора; 5. Положение «тяжелого места».

Экспериментируя с роторами, имеющими «неустранимую», либо чрезмерно повышенную вибрацию, замечено, что по мере их сбалансированности гуляние «тяжелого места» сокращается.

На этих же полноразмерных роторах и двигателях было установлено, что характер резонансных режимов системы в значительной степени зависит от величины и места вносимого в ротор дисбаланса.



Фиг. 6. Изменение амплитуды вибраций по оборотам в зависимости от вносимого в ротор дисбаланса.

1. Место установки пробок; q — дисбаланс; I; III; IX — ступени ротора.

Так, например, на графике (фиг. 6) видно, что с увеличением дисбаланса ротора с 200 до 600 г см, амплитуды вибраций падают при оборотах 8500 в минуту и растут при 7800 об/мин, с ярким проявлением резонанса. С переброской дисбаланса на 180° (фиг. 7) наблюдается резкое изменение характера вибраций по оборотам.

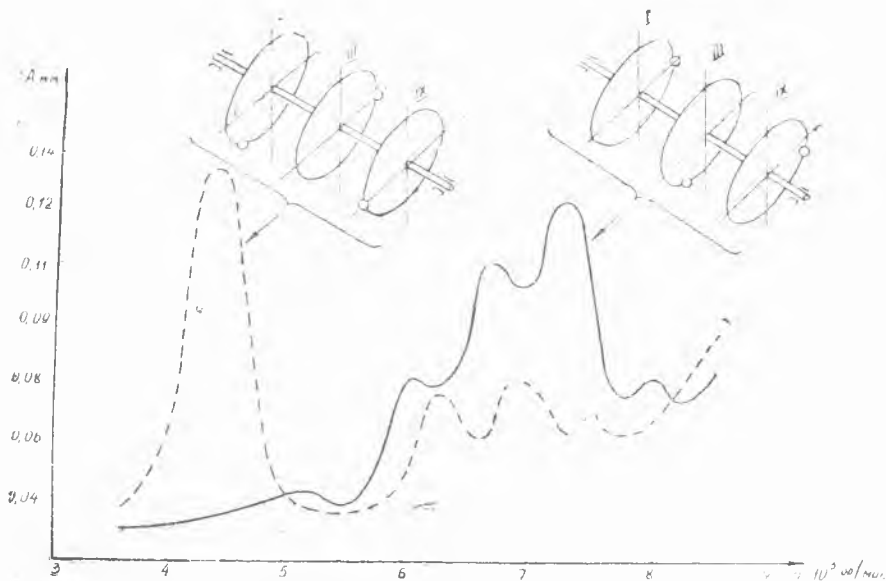
Проведенные опыты, хотя они еще носят предварительный характер, позволяют предположить, что такие явления, по-видимому, происходят по следующей причине. Если разложить произвольную неуравновешенность ротора по формам упругих колебаний и составить выражение для прогибов, то можно увидеть, что в идеальном случае каждая из составляющих общей неуравновешенности проявится лишь на присущей ей форме упругих колебаний и не проявится на других формах.

Изменяя положение возбуждающих сил переброской грузов на 180° , мы изменяем соотношение между составляющими общей неуравновешенности ротора, вызывающими резонанс системы. Одни из этих сил возбуждают, а другие гасят резонансные режимы, присущие данной системе.

При этом следует учитывать и величины возбуждающих сил. Так, вводимые нами в ротор грузы составили суммарный дисба-

ланс в 1200 г см. Эта величина, вероятно, может повлиять и на изменение жесткости ротора, что, в свою очередь, приведет к изменению резонансного режима системы.

В некоторых случаях имеется возможность уменьшить опасные колебания путем изменения динамических свойств системы соответствующим выбором ее параметров (упругие опоры и др.).

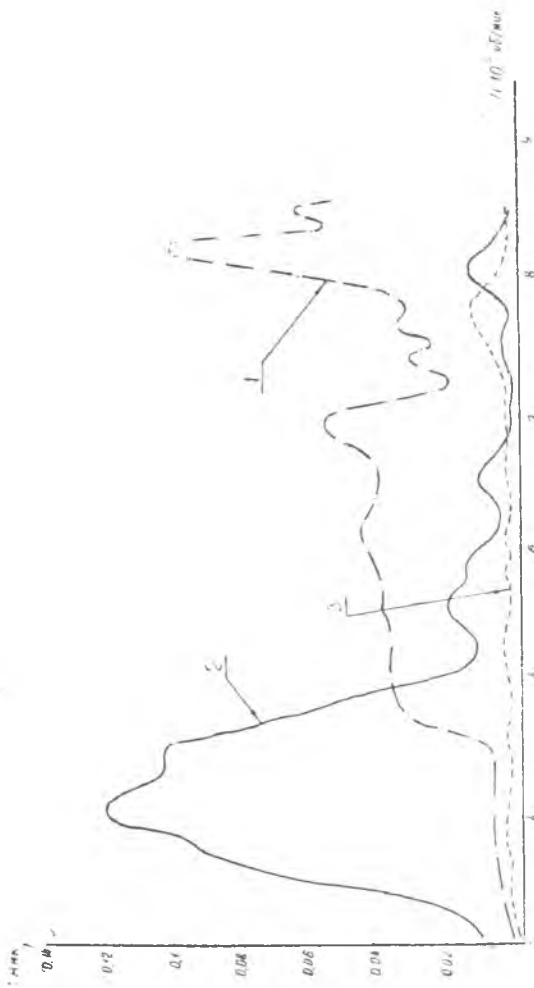


Фиг. 7. Изменение амплитуды вибраций по оборотам в зависимости от переборки в роторе дисбаланса.

Кроме того, в технике для уменьшения колебаний нашли применение специальные устройства, включение которых в систему изменяет ее динамические свойства в определенной области частот. К этим устройствам относятся ограничители прогибов и демпферы.

Проведенные на вакуумном стенде экспериментальные исследования влияния демпфирования на вибрацию изделия (рис. 8) при различных вариантах разбалансировки натурального ротора вдоль его оси показали, что:

- а) упруго-масляный демпфер позволяет значительно уменьшить амплитуды вибраций по всему диапазону оборотов;
- б) демпфер той же конструкции, но без масла, также обеспечивает снижение амплитуд вибрации на высоких оборотах, но дает их существенный рост в диапазоне малых оборотов ($3500 \div 5000 \text{ об/мин}$).



Фиг. 8. Измененне амплитуды вибраций по оборотам в зависимости от демпфирования колебаний системы.

1. Без демфера; 2. Демпфер без масла; 3. Демпфер с маслом; q — дисбаланс.

ВЫВОДЫ

Созданный впервые вакуумный виброизмерительный балансировочный стенд позволяет проводить исследования влияния ряда факторов на вибрацию полноразмерных двигателей и их узлов при рабочих и превышающих рабочий диапазон оборотах с незначительной затратой мощности.

Разработанная методика исследования вибраций дает надежные и практически достаточно точные результаты.

Стенд подобного типа может быть использован для широкого круга работ научно-исследовательских институтов и в промышленности.
