Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
Высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КРАНЦБЕРГ Леонид Эмануилович

УДК 621.313.13:534.1

РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ И МЕТОДА НОРМИРОВАНИЯ ДИСБАЛАНСА РОТОРОВ ПО ТЕХНИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ РОТОРНЫХ СИСТЕМ И ФОРМАМ ИХ КОЛЕБАНИЙ

Специальность 05.02.18 – теория механизмов и машин

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1986

Работа выполнена в Экспериментальном научно-исследовательском институте металлорежущих станков (ЭНИМС).

Научный руководитель:
доктор технических наук, старший научный сотрудник БАРКЕ В.Н.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Ройзман В.П.(г.Хмельницкий);
кандидат технических наук, старший научный сотрудник Гусаров А.А.

Ведущее предприятие:
Минское станкостроительное производственное объединение имени Октябрьской Революции

Защита состоится ~~28 апреля~~ 19 мая 1986 г. в 14^{30} час. на заседании специализированного совета К.053.15.11 "Машиностроение" Московского высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д.5

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

Ваш отзыв в двух экземплярах, заверенный гербовой печатью, просим направить в

Автореферат раз

Учёный секрет
специализиров
К.053.15.11,

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность проблемы. Директивными материалами XXVII съезда КПСС предусматривается необходимость освоения в короткие сроки производства техники, соответствующей специфическим условиям эксплуатации в различных отраслях народного хозяйства, и повышение уровня требований к качеству выпускаемой продукции.

Увеличение рабочих скоростей машин и доли высокоскоростных машин в общем объёме промышленной продукции предъявляет качественно новые требования к их вибрационному состоянию, которое зависит от конструктивных особенностей, качества изготовления и сбалансированности роторных систем.

Принципиальная невозможность идеального уравновешивания роторов вызывает необходимость регламентирования таких численных величин, характеризующих неуравновешенность роторов, роторных систем и машин в сборе, при которых обеспечиваются основные эксплуатационные характеристики оборудования на весь экономически оправданный срок его эксплуатации, требования к надёжности, безопасности и соответствию санитарным нормам по уровню вибрации.

Проблемы точности балансировки занимают большое место в научных и практических работах советских и зарубежных учёных и специалистов. По существу любое исследование, посвящённое вопросам обеспечения работоспособности, надёжности, долговечности и эффективности роторных систем, завершается, в том или ином виде, рекомендациями по минимально допустимым уровням вибрации и методам их достижения.

Особое значение эти вопросы приобретают при решении задач, связанных с уменьшением вибрации высокоскоростных роторных систем, работающих в диапазоне частот, превышающих одну или несколько изгибных критических. Известные методы балансировки роторов на станках, вследствие нерационального назначения норм на допустимые дисбалансы, приводят либо к неоправданному завышению трудоёмкости балансировки, либо не учитывают возможное влияние дисбаланса по низшим формам колебаний ротора на его вибрационное состояние в эксплуатационных условиях.

Таким образом, особую актуальность приобретает проблема нормирования дисбаланса по формам колебаний роторных систем. При этом необходимо учитывать случайный характер распределения

1436199

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1436199
Кранцберг Л.Э.Разработка т

МВТУ им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

дисбалансов по отдельным формам колебаний и гироскопические свойства ротора.

Цель работы. В соответствии с потребностями промышленности и состоянием вопроса - проведение теоретического обоснования и разработка метода нормирования дисбаланса роторов в зависимости от технических параметров и с учетом форм их собственных колебаний.

С этой целью в работе:

- исследованы основные критерии нормирования дисбаланса;
- исследована динамика гибких двухопорных неоднородных роторов с учетом гироскопического эффекта;
- рассмотрены вероятностные соотношения между локальными и суммарным дисбалансом;
- получены и исследованы экспериментальные динамические характеристики высокоскоростных роторов;
- создана новая гамма специальных станков для балансировки турбомолекулярных насосов с возможностью коррекции дисбаланса по первым двум формам их колебаний.

Методы исследования. Теоретические исследования проведены на основе общей теории колебаний и динамики машин. Для выявления относительной значимости критериев нормирования дисбаланса использованы графо-аналитические методы. Распределение дисбаланса роторов исследовалось методами математической статистики и теории вероятностей, вынужденные колебания неоднородных роторов с учетом гироскопического эффекта и нормирование дисбаланса по формам колебаний - на основе рядов Фурье и теории собственных функций с элементами теории интегральных уравнений.

Экспериментальные исследования динамических свойств роторных систем на основе амплитудно-частотных характеристик проводились с применением виброизмерительной и виброанализаторной аппаратуры отечественной и зарубежного производства.

Новые научные результаты и основные положения, выносимые на защиту. Разработан и теоретически обоснован единый метод нормирования дисбаланса роторов при их балансировке на станках по собственным формам колебаний. При этом:

- впервые установлены относительная значимость критериев нормирования удельных дисбалансов в зависимости от условий эксплуатации роторных систем;

- впервые получен в аналитическом виде закон распределения дисбаланса роторов и выведены формулы для оценки параметров этого распределения по результатам испытаний;

- получены аналитические выражения основных параметров колебаний неоднородного двухопорного гибкого ротора с учетом гироскопического эффекта;

- впервые получены в общем виде уравнения для расчета составляющих допустимых удельных дисбалансов по собственным формам колебаний роторов.

Перспективным направлением исследований является распространение полученных результатов на различные типы двух- и многоопорных роторных систем и валопроводов и их развитие в направлении оценки различных критериев вибросостояния - виброперемещения, виброскорости, виброускорения в плоскостях измерения и т.д., а также решение задачи оптимизации нормирования дисбаланса по критерию наибольшей эффективности.

Практическая ценность. Предложен метод нормирования дисбаланса роторов при их балансировке на станках последовательно по формам их колебаний. В основу метода положен учет основных технических параметров роторной системы и равносильность влияния различных форм колебаний ротора на его общее динамическое состояние в условиях эксплуатации. Приведены формулы для расчета допустимых дисбалансов для некоторых типов симметричных роторов. Получены зависимости, позволяющие обоснованно ограничить число учитываемых при балансировке форм колебаний и определить необходимость учета влияния гироскопического эффекта ротора. Полученные формулы распределения дисбалансов роторов и оценки параметров этого распределения могут быть использованы при моделировании и статистических исследованиях роторных систем.

Реализация в промышленности. Разработаны методические рекомендации по балансировке шпиндельных узлов металлорежущих станков. Проведены динамические исследования и установлены нормы на дисбаланс роторов высокоскоростных вертикальных турбомолекулярных насосов. Разработана и изготовлена гамма станков мод. МА 9745 и МА 9746 для балансировки турбомолекулярных насосов. Разработан и изготовлен ряд балансировочных станков, позволяющих производить раздельную балансировку роторов по первым двум формам их колебаний. Внедрение норм на балансиров-

ку турбомолекулярных насосов дает экономический эффект около I млн. руб.

Апробация работы. Основные положения и отдельные вопросы работы докладывались и обсуждались на заседаниях Экспертного совета отдела № I6 ЭНИМС; на постоянно действующем Всесоюзном семинаре НТО "Приборпром" в I968, I980, I98I и I983 гг. в г. Москве; на Всесоюзных научно-технических конференциях по балансировочному оборудованию и методам уравновешивания в г. Москве в I970 г. и I983 г., в г.Тольятти в I973 г., в г.Волгограде в I979 г.; на заседании секции Ученого Совета Отдела виброакустики машин Института машиноведения им.А.А.Благонравова АН СССР 27 сентября I983 г.

Публикации. Основное содержание, отдельные положения и результаты диссертации опубликованы в 18 работах, в числе которых 6 авторских свидетельств на изобретения.Список опубликованных по теме диссертации работ прилагается в конце автореферата.

Объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти основных глав, заключения и приложений.Список литературы содержит 56 наименований. Материал диссертации изложен на I56 страницах машинописного текста, включающих 58 страниц рисунков и таблиц, 2I страницу приложений и 5 страниц списка литературы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе обосновывается актуальность задачи нормирования дисбалансов роторов при их балансировке по формам колебаний. Рассматривается современное состояние вопроса и достижения в этой области отечественных ученых: В.Н.Барке, В.С. Васильева, А.А.Гусарова, В.А.Зенкевич, Т.П.Козлянинова, Н.В. Колесника, С.Г.Кубланова, М.Е.Левита, В.П.Ройзмана, Б.Т.Рунова, Е.А.Лепетильникова и др. и зарубежных авторов: Х.Хака, Х.Найдера, К.Федерна и др. Проведена оценка состояния развития теории методов балансировки гибких роторов, динамики роторных систем и их поведения в критических и рабочих условиях, выбора критериев нормирования дисбаланса и вероятностных характеристик дисбаланса как случайной величины. Обосновано направление работы, заключающееся в теоретическом анализе и разработке методов нормирования дисбаланса роторов в зависимости от технических параметров при их балансировке на станках и распределении суммарного удельного дисбаланса по его составляющим с уче-

том собственных форм колебаний, гироскопических явлений и случайного характера проявления неуравновешенных сил.

Во второй главе рассмотрены основные критерии нормирования удельного дисбаланса роторов и их относительные значения. К таким критериям отнесены:

- физиологическое воздействие на человека ($e_{ст.1}$);
- долговечность деталей и узлов машин ($e_{ст.2}$);
- долговечность подшипников качения ($e_{ст.3}$);
- резонансные явления в диапазоне рабочих частот ($e_{ст.4}$);
- наибольший прогиб ротора по условиям его прочности.

Исследована относительная значимость этих критериев в зависимости от условий работы роторной системы. Выявлено:

- физиологический критерий следует применять при нормировании дисбалансов роторов механизмов, работающих в непосредственном контакте с человеком, а также для прочих механизмов, воздействующих на человека и работающих на частотах вращения менее 1000 об/мин;

- общий динамический критерий следует применять для машин, к которым не предъявляются никакие дополнительные требования и рабочие частоты которых много меньше резонансных;

- критерий долговечности подшипников следует учитывать во всех случаях, кроме тех, когда подшипники на роторе установлены с большим запасом по долговечности;

- резонансный критерий существенно влияет на нормирование дисбаланса роторов машин, работающих вблизи резонансных частот и на частотах свыше (2...3) 1000 об./мин.

Построены графики, по которым, в зависимости от параметров роторных систем, непосредственно могут быть определены значения допустимых удельных дисбалансов. Эти графики приведены на рис.1 - 4, где обозначено:

v - виброскорость в мм/с;

$v_{дБ}$ - виброскорость в децибелах;

P_0 - виброскорость в Палах: $P_0 = v_{дБ} - 76$;

n - рабочая частота вращения ротора;

$\Delta T/T$ - относительное уменьшение долговечности подшипников;

Q - добротность механической роторной системы.

Рассмотрено влияние жесткости реальных опор на допустимые значения удельных дисбалансов. Из анализа простейшей одномассовой системы получены выражения, связывающие удельный дис-

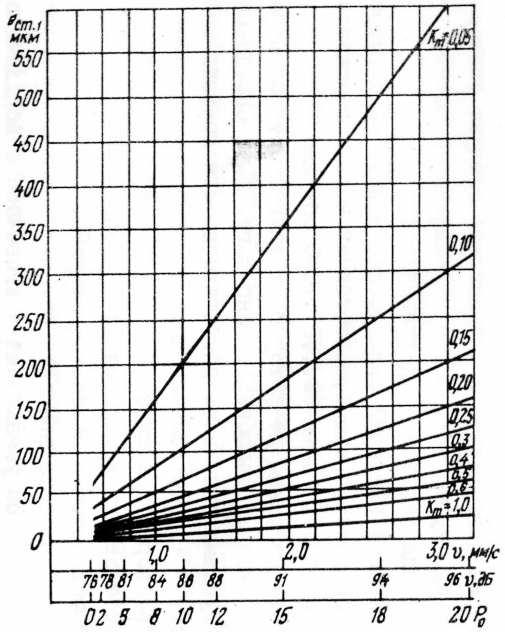


Рис.I. Значения $e_{ст.1}$ в зависимости от допустимой виброскорости при $K_т$=0,05... 1,0

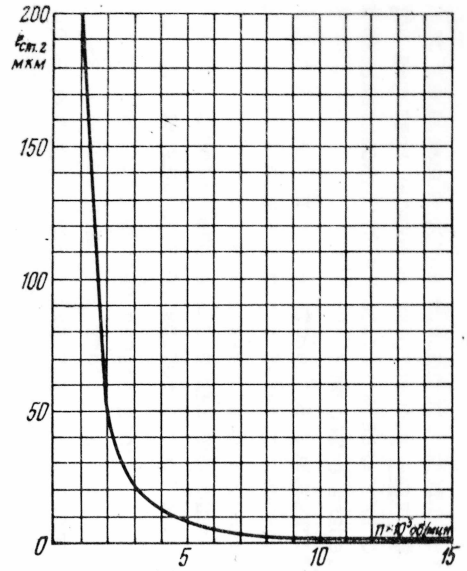


Рис.2. Значения $e_{ст.2}$ в зависимости от рабочей частоты вращения ротора

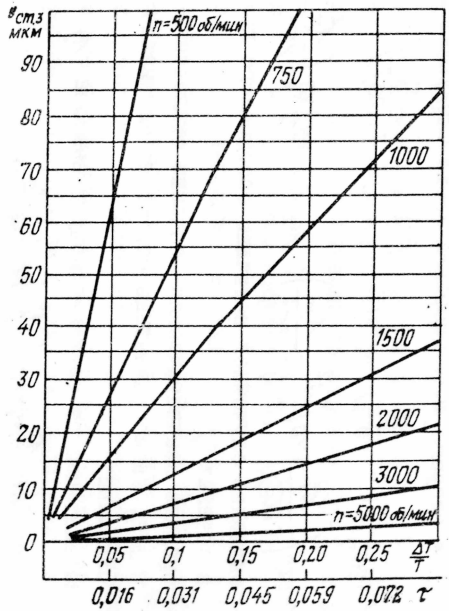


Рис.3. Значения $e_{ст.3}$ в зависимости от $\frac{\Delta T}{T}$ при различных частотах n вращения ротора

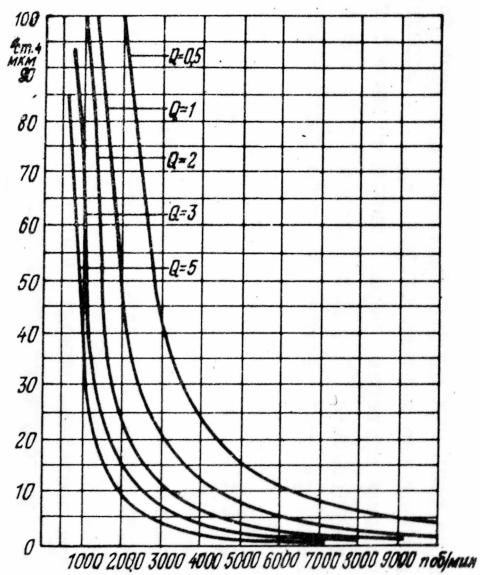


Рис.4. Значения $e_{ст.4}$ в зависимости от рабочей частоты вращения ротора при различных значениях добротности Q

баланс ротора на реальных опорах $e_{ст.р.1}$ с удельным дисбалансом ротора на абсолютно жестких опорах $e_{ст.1}$, определенный по физиологическому критерию, через отношение жесткостей подшипников κ_1 и фундамента κ_2, масс ротора m и машины в целом M и отношения рабочей частоты ω к соответствующим критическим $\omega_{кр1}$ и $\omega_{кр2}$:

$$e_{ст.р.1} = e_{ст.1}\frac{\kappa_2}{\kappa_1}\frac{1-\xi_1^2}{\xi_1^2}(1-\xi_2^2); \quad e_{ст.р.1} = e_{ст1}\frac{M}{m}(1-\xi_1^2)\frac{1-\xi_2^2}{\xi_2^2}$$

Влияние реальной жесткости опор на нормирование дисбаланса ротора по критерию долговечности подшипников опор $e_{ст.р.3}$ и $e_{ст.3}$ выражаются зависимостью $e_{ст.р.3} = e_{ст.3}(1-\xi_1^2)$.

Третья глава посвящена выводу закона распределения дисбаланса роторов. Для получения обобщенных зависимостей введено понятие -"обобщенный критерий неуравновешенности", под которым следует понимать физическую величину, определяемую несовпадением центра масс сечения с центром его вращения, зависящую от этого несовпадения и проявляющуюся в этом сечении. Формулы плотности $p(\Lambda_j)$, вероятности $P(\Lambda_j \le \Lambda)$, начальных моментов первого $\mu_1(\Lambda_j)$ и второго $\mu_2(\Lambda_j)$ порядка имеют следующий вид:

$$p(\Lambda_j) = \frac{\Lambda_j}{\sigma_{\Lambda j}^2}\exp\left(\frac{\Lambda_j^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right) f\left(\Lambda_j; \frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right); \quad \mu_1(\Lambda_j) = \left(\frac{\pi}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\sigma_{\Lambda j}\,\Phi_1\left(\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right);$$

$$P(\Lambda_j \le \Lambda) = 1-\exp\left(-\frac{\Lambda_j^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right)\Phi\left(\frac{\Lambda^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}; \frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right); \quad \mu_2(\Lambda_j) = 2\sigma_{\Lambda j}^2\,\Phi_2\left(\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right),$$

где Λ_j – значение случайной величины обобщенного критерия в сечении j;

$\sigma_{\Lambda j}$ – среднее квадратическое значение отклонения проекции Λ_j на координатные оси от их математических ожиданий;

Λ_{j0} – математическое ожидание модуля вектора Λ_j;

$$f\left(\Lambda_j; \frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right) = \exp\left(-\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right) I_0\left(\frac{\Lambda_j \Lambda_{j0}}{\sigma_{\Lambda j}^2}\right);$$

$$\Phi\left(\frac{\Lambda^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}; \frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right) = \exp\left(-\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right)\sum_{\kappa=0}^{\infty}\left(\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right)^{\kappa}\frac{1}{\kappa!}\sum_{m=0}^{\kappa}\left(\frac{\Lambda^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right)^{m}\frac{1}{m!};$$

$$\Phi_1\left(\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right) = \exp\left(-\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right)\sum_{\kappa=0}^{\infty}\left(\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right)^{\kappa}\frac{(2\kappa+1)!!}{2^{\kappa}(\kappa!)^2};$$

$$\Phi_2\left(\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right) = \exp\left(-\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right)\sum_{\kappa=0}^{\infty}\left(\frac{\Lambda_{j0}^2}{2\sigma_{\Lambda j}^2}\right)^{\kappa}\frac{\kappa+1}{\kappa!};$$

$I_0\left(\frac{\Lambda_j \Lambda_{j0}}{\sigma^2_{\Lambda j}}\right)$ – функция Бесселя от мнимого аргумента;

$x=0;1;2;\ldots$, $m=0;1;2;\ldots\ k$.

Показано, что при $\Lambda_{j0}\to 0$ распределение стремится к распределению Релея, а при $\Lambda^2_{j0}/2\sigma^2_{\Lambda j}>5$ – к распределению Гаусса.

В четвертой главе теоретически рассмотрено влияние гироскопического эффекта на основные параметры колебаний неоднородного гибкого двухопорного ротора при его прямой регулярной прецессии. Из уравнений Лагранжа для свободных колебаний ротора, вращающегося с постоянной частотой ω получено интегральное уравнение свободных колебаний:

$$\omega^2\left\{\int_0^l m(x)\varphi^2(x)dx+\int_0^l I_2(x)[\varphi'(x)]^2dx-\int_0^l I_1(x)[\varphi'(x)]^2dx\right\}-$$

$$-\int_0^l EI(x)[\varphi''(x)]^2dx-(W_{01}\varphi^2_{01}+W_{02}\varphi^2_{02})=0$$

где

$m(x)$ – переменная вдоль продольной оси масса ротора;

$EI(x)$ – переменная вдоль продольной оси изгибная жесткость ротора;

$I_1(x)$ – полярный момент инерции ротора;

$I_2(x)$ – экваториальный момент инерции ротора;

$\varphi(x)$ – собственная функция ротора;

φ_{01} и φ_{02} – значения собственной функции ротора в опорах;

W_{01} и W_{02} – жесткость опор ротора.

Из этого уравнения, а также уравнений, составленных на основании равенства нулю всех сил и моментов, действующих на ротор при его свободных колебаниях, получены уравнения критических частот, коэффициентов при базисных функциях и асимметрии неоднородного ротора. Собственная функция неоднородного ротора представлена в виде линейной комбинации базисных функций гибкого ротора при его установке на податливые опоры, связанных через коэффициент асимметрии.

Из анализа уравнений критических частот путем выделения из него гироскопического множителя получено выражение для оценки влияния гироскопического эффекта. На примере однородного ротора показано, что гироскопический эффект влияет на критические частоты системы, вызывая их повышение. В то же время выяснено, что, например, для роторов подверженных коле-

баниям по первой форме изгиба, влияние гироскопического эффекта следует учитывать при отношении диаметра к его длине, превышающем 0,4.

Пятая глава посвящена рассмотрению вопросов нормирования дисбаланса гибких роторов раздельно по формам их колебаний. В качестве основного критерия для распределения суммарного дисбаланса ротора между его составляющими принято равенство между собой силового воздействия на опоры в эксплуатационных условиях дисбалансов от каждой из форм колебаний, независимо от их принадлежности к той или иной форме.

Суммарный удельный допустимый дисбаланс, определенный в соответствии с материалами второй главы с учетом вероятностных соотношений и специфических особенностей гибких роторов, рассмотренных в главах третьей и четвертой, равными долями распределяется между всеми учитываемыми формами колебаний. Показано, что относительное значение каждой из них следует рассчитывать при помощи коэффициентов долевого влияния $q_i = \alpha \beta_i$, в котором

α – коэффициент количества учитываемых форм колебаний;

β_i – коэффициент приведения, связывающий i форму колебаний на роторе с ее проявлением в плоскости опоры.

Выведены формулы, по которым могут быть получены значения коэффициента количества учитываемых форм колебаний

$$\alpha = (S+2)^{-1/2},$$

где S – количество учитываемых собственных форм изгиба ротора, и коэффициентов приведения

$$\beta_i = l m e_i \left[\int_0^l m_1(x)\, y_i(x)(1-x)\,dx\right]^{-1},$$

где l – длина ротора;

m – масса ротора;

e_i – удельный дисбаланс ротора по i-ой форме;

$$y_i(x) = e_i \varphi_i(x) \frac{\xi_i^2}{1-\xi_i^2}; \quad \xi_i = \frac{\omega}{\omega_{кр.i}}.$$

Составлены уравнения для расчета реакции в опорах и коэффициентов приведения β_i и долевого влияния q_i для статического, моментного и первых трех форм изгибных дисбалансов некоторых типов симметричных роторов, а также количественные значения коэффициентов α, β_i и q_i и допустимых удельных дисбалансов $[e_i]$ длинного однородного ротора. Эти данные приведены в таблицах I и 2.

Таблица I

Формулы для расчета коэффициентов долевого влияния q_i по статическому, моментному и первым трем формам колебаний некоторых типов симметричных роторов

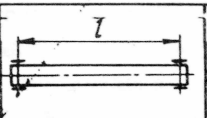
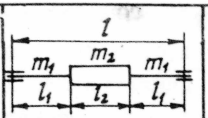
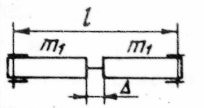
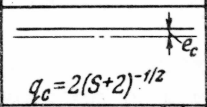
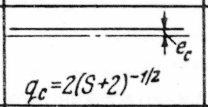
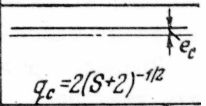
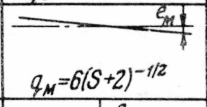
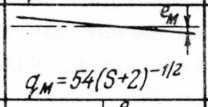
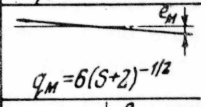
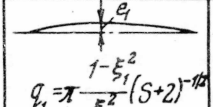
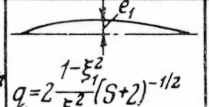
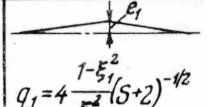
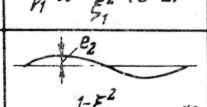
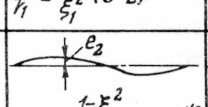
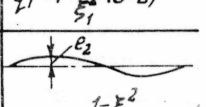
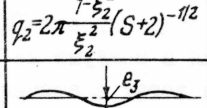
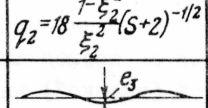
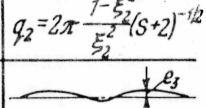
Вид дисбаланса	Эскиз ротора			
	статический	 $q_c = 2(S+2)^{-1/2}$	 $q_c = 2(S+2)^{-1/2}$	 $q_c = 2(S+2)^{-1/2}$
	моментный	 $q_M = 6(S+2)^{-1/2}$	 $q_M = 54(S+2)^{-1/2}$	 $q_M = 6(S+2)^{-1/2}$
	I изгибная форма	 $q_1 = \pi \frac{1-\xi_1^2}{\xi_1^2}(S+2)^{-1/2}$	 $q_1 = 2\frac{1-\xi_1^2}{\xi_1^2}(S+2)^{-1/2}$	 $q_1 = 4\frac{1-\xi_1^2}{\xi_1^2}(S+2)^{-1/2}$
	2 изгибная форма	 $q_2 = 2\pi \frac{1-\xi_2^2}{\xi_2^2}(S+2)^{-1/2}$	 $q_2 = 18\frac{1-\xi_2^2}{\xi_2^2}(S+2)^{-1/2}$	 $q_2 = 2\pi \frac{1-\xi_2^2}{\xi_2^2}(S+2)^{-1/2}$
	3 изгибная форма	 $q_3 = 3\pi \frac{1-\xi_3^2}{\xi_3^2}(S+2)^{-1/2}$	 $q_3 \to \infty$	 $q_3 = 4\pi \frac{1-\xi_3^2}{\xi_3^2}(S+2)^{-1/2}$

Таблица 2

Значения коэффициентов α, β_i, q_i и допустимых удельных дисбалансов $[e_i]$ длинного однородного ротора

$\xi_1; \xi_2; \xi_3$	Вид дисбаланса				
	статическ.	моментный	I изгибн.	2 изгибн.	3 изгибн.
$\xi_1 = 0{,}9$ $\xi_2 = 0{,}225$ $\xi_3 = 0{,}1$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_c = 2$ $q_c = 0{,}9$ $[e_c] = 0{,}45[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_M = 6$ $q_M = 2{,}7$ $[e_M] = 1{,}35[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_1 = 0{,}74$ $q_1 = 0{,}34$ $[e_1] = 0{,}17[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_2 = 117{,}8$ $q_2 = 53$ $[e_2] = 26{,}5[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_3 = 933$ $q_3 = 420$ $[e_3] = 210[e_{ст.}]$
$\xi_1 = 2{,}0$ $\xi_2 = 0{,}5$ $\xi_3 = 0{,}22$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_c = 2$ $q_c = 0{,}9$ $[e_c] = 0{,}45[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_M = 6$ $q_M = 2{,}7$ $[e_M] = 1{,}35[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_1 = 2{,}36$ $q_1 = 1{,}06$ $[e_1] = 0{,}53[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_2 = 18{,}8$ $q_2 = 8{,}48$ $[e_2] = 4{,}24[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_3 = 185$ $q_3 = 83{,}4$ $[e_3] = 41{,}7[e_{ст.}]$
$\xi_1 = 8{,}0$ $\xi_2 = 2{,}0$ $\xi_3 = 0{,}89$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_c = 2$ $q_c = 0{,}9$ $[e_c] = 0{,}45[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_M = 6$ $q_M = 2{,}7$ $[e_M] = 1{,}35[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_1 = 3{,}09$ $q_1 = 1{,}39$ $[e_1] = 0{,}7[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_2 = 4{,}71$ $q_2 = 2{,}12$ $[e_2] = 1{,}06[e_{ст.}]$	$\alpha = 0{,}45$ $\beta_3 = 2{,}47$ $q_3 = 1{,}11$ $[e_3] = 0{,}56[e_{ст.}]$

В шестой главе приведен динамический анализ, методика балансировки и нормирование дисбаланса гаммы высокоскоростных вертикальных турбомолекулярных насосов (ТМН). Рассматриваются вынужденные колебания вертикального жесткого ротора ТМН с учетом его гироскопического эффекта. Получены результаты, аналогичные выводам гл.4, и на их основании произведен расчет критических частот, амплитуд плоско-параллельных и поворотных колебаний, а также выведены уравнения движения оси ротора ТМН различных типоразмеров.

Проведен расчет допустимых дисбалансов роторов ТМН по двум критериям: физиологическому и по долговечности подшипников опор, причем выяснилось что требования по обеспечению долговечности подшипниковых узлов накладывают на допустимые дисбалансы роторов ТМН гораздо более жесткие требования, чем любые другие критерии расчета. На основании динамического анализа нормирование дисбаланса производится по первым двум формам колебаний роторов, причем допустимые значения удельного дисбаланса составляют 0,04 - 0,2 мкм в зависимости от типа ТМН и плоскости коррекции.

На основании предварительных экспериментальных исследований обосновываются особенности балансировки ТМН, заключающиеся в необходимости ее проведения в вакууме на технологической (низкой) и рабочей (высокой) частотах вращения. В результате балансировки роторов ТМН до установленных норм по формам их колебаний амплитудные значения вибрации уменьшились более, чем в 3 раза, повысилась добротность роторных систем, что позволило ускорить разгон роторов до номинальных режимов и значительно уменьшить суммарный уровень вибрации и динамическое воздействие на подшипники.

Для обеспечения возможности балансировки ТМН в условиях серийного производства была разработана и изготовлена гамма специальных балансировочных станков, техническая характеристика которых приведена в табл.3.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

I. Разработана единая научная основа нормирования дисбаланса различных роторных систем с учетом форм их колебаний, а также конструктивных и эксплуатационных особенностей.

Таблица 3

Техническая характеристика гаммы специальных балансировочных станков

Наименование характеристики	Модель станка			
	МА 9745		МА 9746	
	Тип насоса			
	ТМН-160	ТМН-450	ТМН-1500	ТМН-3500
Масса насоса, кг	18	35	58	150
Габариты в сборе, мм:				
диаметр в плане	196	260	320	498
высота	470	450	500	615
Масса турбины, кг	3,2	4,5	8,5	35
Габариты турбины, мм:				
диаметр	129	167	248	400
длина	305	215	245	345
расстояние между опорами	140	120	153	195
Время разгона до номинальных оборотов, мин	6	10	20	30
Время остановки турбины в вакууме, мин	30	40	60	90
Номинальное число оборотов турбины, об/мин	36000	24000	21000	13200
Диапазон рабочих частот, Гц	20...1000			
Точность балансировки на частоте 50 Гц, мкм	0,5			
Точность балансировки на частоте 1000Гц, мкм	0,025			
Габариты станка, мм:				
длина	1680			
ширина	1200			
высота	1855			
Масса станка, кг	1000			

2. На основе теоретического анализа установленных зависимостей между допустимым удельным дисбалансом роторов и их геометрическими, массовыми, динамическими и технологическими характеристиками выявлена относительная значимость нормирующих критериев: физиологического, общего динамического, долговечности подшипников опор и резонансного. Введен критерий допустимого эксцентриситета гибких роторов. Установлено, что

для большинства роторных систем наиболее высокие требования к точности их балансировки предъявляются условиями обеспечения заданной долговечности подшипников опор. Получены количественные соотношения, учитывающие жесткостные характеристики реальных опор.

3. На основе анализа взаимодействия векторных величин, характеризующих неуравновешенное состояние роторов, и теории вероятностей выведена математическая модель закона распределения дисбаланса роторов. Получены выражения плотности распределения, интегральной функции и начальных моментов первого и второго порядка. Установлены аппроксимирующие функции, позволяющие оценить параметры распределения дисбаланса по результатам испытаний.

4. Проведено теоретическое исследование влияния гироскопического эффекта на основные параметры колебаний неоднородного гибкого двухопорного ротора. На основе представления собственных функций реального гибкого ротора в виде линейных комбинаций базисных функций ротора на абсолютно жестких опорах получены уравнения критических частот изгибных колебаний, коэффициентов при базисных функциях и коэффициентов асимметрии.

5. Разработаны основы метода нормирования дисбаланса роторов по формам их колебаний, включая их колебания по первым двум формам как жесткого тела и изгибные. Установлены зависимости для определения числа учитываемых форм колебаний и приведения значений удельных дисбалансов в опорах к плоскостям максимальных прогибов по каждой из этих форм. Выведены уравнения реакций в опорах и расчетные формулы для первых пяти форм колебаний некоторых типов симметричных роторов.

6. Результаты теоретических и экспериментальных исследований практически применены при решении задач уравновешивания различных роторных систем, в том числе и вертикальных жестких роторов с учетом гироскопического эффекта, возникающего при их вращении и совершении ими вынужденных колебаний. Проведено экспериментальное исследование динамики высокооборотных турбомолекулярных насосов (ТМН) сверхглубокого вакуума.

7. На основе предложенного метода разработаны и внедрены нормы на допустимые дисбалансы ТМН, приведены особенности и результаты их балансировки.

8. Создана и внедрена в опытно-промышленную эксплуатацию специализированная гамма балансировочных станков мод. МА9745 и МА9746, обеспечивающая балансировку в сборе высокооборотных роторных систем с точностью до 0,02 мкм в диапазоне частот от 20 до 1000 Гц. Балансировка на этих станках вакуумных турбомолекулярных насосов с точностью, определённой рассчитанными значениями допустимых удельных дисбалансов, позволила повысить долговечность их подшипниковых узлов не менее, чем на 20%.

ТРУДЫ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Кранцберг Л.Э. Анализ точности балансировки деталей в массовом производстве. -В сб.: Теория и практика балансировочной техники. -М., 1973, с.391-396.

2. Кранцберг Л.Э. Влияние случайных параметров на точность балансировки при массовом производстве. -В сб.: Исследование, проектирование и освоение конструкций станков особо высокой точности. -М.: ЭНИМС, 1973, вып.2, с.113-122.

3. Кранцберг Л.Э. Полуавтоматические балансировочные участки мод. МА9794 и МА9795. -Информационный листок/НИИМАШ. Серия 10-08. -М., 1975, 4с.

4. Захаров В.А., Кранцберг Л.Э. Конструкция и расчёт балансировочных станков. -В сб.: Основы балансировочной техники. -М., 1975, т.2, с.371-494.

5. Кранцберг Л.Э. Оценка параметров распределения дисбаланса по результатам наблюдений. -В сб.: Совершенствование металлорежущего оборудования и оснастки для комплексного оснащения серийного и мелкосерийного производства. -М.; ЭНИМС, 1976, с.110-113.

6. Кранцберг Л.Э. Распределение дисбаланса роторов. -В сб.: Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. -М., 1976, с.132-138.

7. Барке В.Н., Кранцберг Л.Э. Основы метода расчёта допустимых дисбалансов по формам колебаний гибких роторов. -Вестник машиностроения, 1982, №8, с.18-21.

8. Барке В.Н., Кранцберг Л.Э. Балансировка шпиндельных узлов. Методические рекомендации. -М.; ЭНИМС, 1983, 20с.

9. Кранцберг Л.Э. Анализ точности балансировки роторов электродвигателей при различных способах устранения неуравно-

вешенности. -В сб.: Применение современных методов и средств уравновешивания машин и приборов. Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф. -М., 1970, с.48.

10. Барке В.Н., Кранцберг Л.Э. Математическая модель гибкого неоднородного ротора с учётом влияния гироскопического эффекта. -В сб.: Современные методы и средства уравновешивания машин и приборов. Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф. -М., 1983, с.106.

11. Обоснование норм динамической неуравновешенности турбомолекулярных насосов (ТМН) и разработка методики их динамической балансировки в условиях серийного производства. Отчёт /ЭНИМС; научн. рук. темы В.Н.Барке. Шифр темы 118-81; № ГР 81011156, инв. №Б 918153. -М., 1981, 112с.

12. Разработка методических рекомендаций и типовой технологии балансировки шпинделей в сборе. Отчёт/ЭНИМС; научн. рук. темы В.Н.Барке. Шифр темы 160-82; № ГР 0182009198, инв. № 02830008844. -М., 1982, 31с.

13. А.с. 291118 (СССР). Станок для динамической балансировки/В.Н.Барке, В.А.Захаров, Л.Э.Кранцберг и др. Заявл. 24.02.69, №1309656/25-28. -Опубл. в Б.И., 1971, №3.

14. А.с. 299756 (СССР). Балансировочное устройство/В.Н. Барке, Л.Э.Кранцберг, Н.Л.Степанов. Заявл. 24.10.68, № 1277571/25-28. -Опубл. в Б.И., 1971, №12.

15. А.с. 323689 (СССР). Способ балансировки деталей/В.Н. Барке, Л.Э.Кранцберг, Н.А.Маякин, Ю.И.Штоль. Заявл. 27.03.70, №1418926/25-28. -Опубл. в Б.И., 1972, №1.

16. А.с. 362214 (СССР). Станок для динамической балансировки/В.Н.Барке, Л.Э.Кранцберг, Н.А.Маякин, Ю.И.Штоль. Заявл. 27.03.70, №1418927/25-28. -Опубл. в Б.И., 1973, №2.

17. А.с. 530211 (СССР). Способ автоматического измерения угла дисбаланса вращающихся изделий/ В.Н.Барке, Л.Э.Кранцберг. Заявл. 04.04.72, №1770487/28. -Опубл. в Б.И., 1976, №36.

18. А.с. 691707 (СССР). Способ разделения плоскостей коррекции/П.В.Коротков, Л.Э.Кранцберг, Н.А.Маякин, Н.Л.Степанов. Заявл. 13.03.78, №2590267/25-28. -Опубл. в Б.И., 1979, №38.

Л-70147 21.03.86 60 x 90/16 1,0 печ. л.
Зак. 4091/416 Тир. 100

Ротапринт ОНТИ ЭНИМС

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА