

4228538

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

УСТИНОВ Александр Петрович

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ УСТРОЙСТВ
ДЛЯ СТАТИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ
В ДИНАМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

01.02.02 Теория механизмов, машин и автоматических линий

(Диссертация написана на русском языке)

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище
имени Н. Э. Баумана.

Научные руководители
доктор технических наук, профессор ПЕТРОВ Г. Н.
кандидат технических наук, доцент СУЕТИН В. А.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор ДОКУЧАЕВ А. Н.
доктор технических наук, профессор СЫРОВАТЧЕНКО П. В.

Ведущее предприятие — Экспериментальный научно-иссле-
довательский институт металлорежущих станков (ЭНИМС).

Автореферат разослан « »

197 г.

Защита диссертации
на заседании Совета
та МВТУ им. Н. Э. Баумана.
Бауманская ул., дом

Ваши отзывы на
ные печатями, проси

С диссертацией
им. Н. Э. Баумана.

Ученый секрет
канд. техн. наук, доц

4228538

Уравновешивание вращающихся частей машин и приборов является важнейшей технологической операцией в процессе производства и ремонта. Оно позволяет за счет снижения вибраций получить значительный народно-хозяйственный эффект — увеличить срок службы, надежность, производительность и точность работы изделий.

Вопросы разработки механической системы и создания рациональной конструкции оборудования для статической балансировки дисковых роторов, теоретическое и экспериментальное их исследования являются основным содержанием данной работы.

Современное оборудование для статической балансировки должно удовлетворять следующим техническим условиям:

1. Обеспечивать требуемую точность и высокую производительность измерения статической неуравновешенности ротора.
2. Обеспечивать заданные точность и производительность устранения статической неуравновешенности ротора.
3. Обладать технологической маневренностью.
4. Не требовать высокой квалификации оператора.
5. Обеспечивать безопасность эксплуатации и простоту обслуживания.

Балансировочное оборудование, выполненное по механической системе без жестких связей оси ротора с основанием, следует признать предпочтительней для использования в современном автоматизированном производстве. Для разработки и исследования принят вертикальный балансировочный станок.

Целью теоретического исследования является установление связи неуравновешенности ротора с характеристиками колебаний точек подвижной части механической системы станка. Это дает возможность установить зависимости, определяющие выбор наблюдаемых точек системы для размещения в них датчиков информации о неуравновешенности.

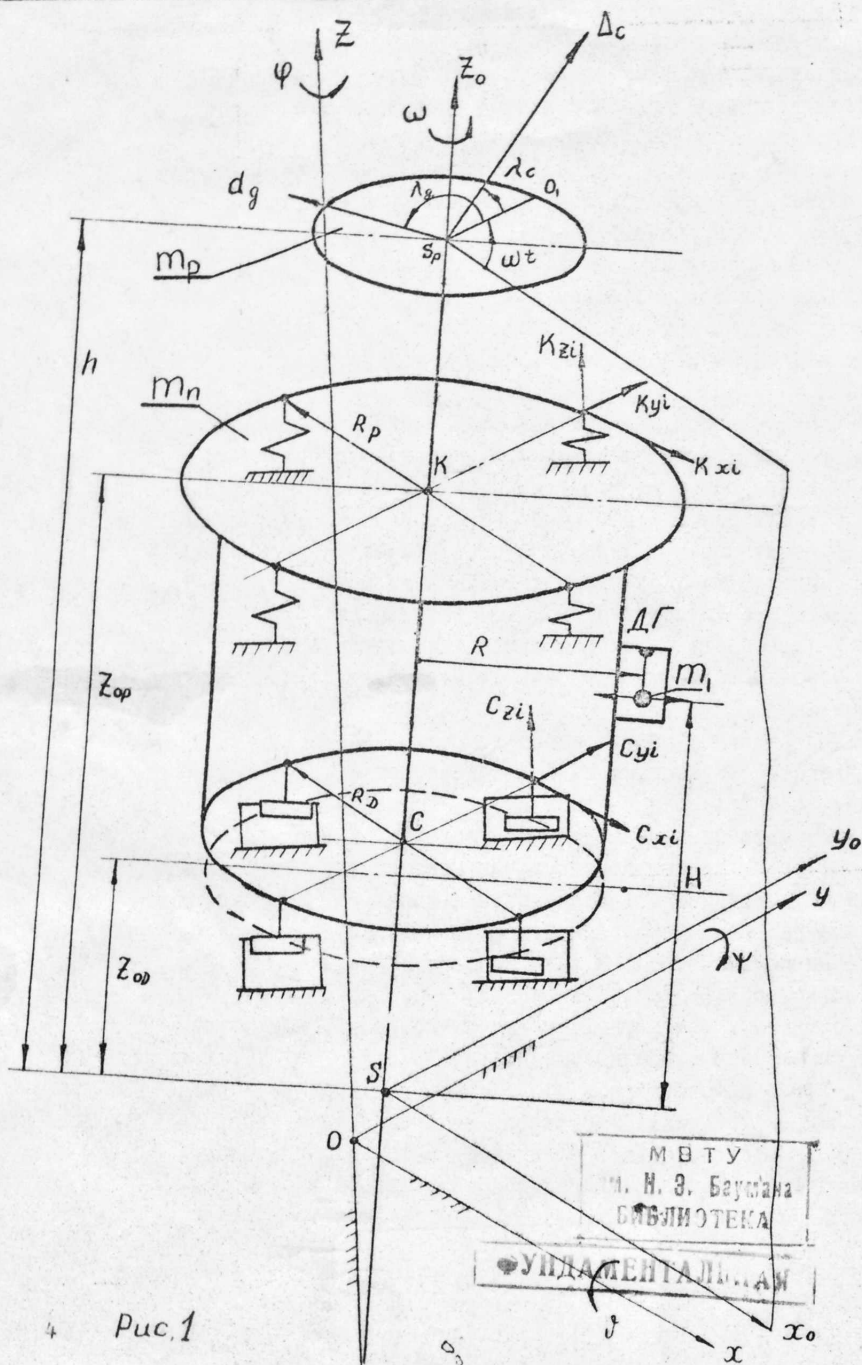
Для этого потребовалось исследовать вынужденные колебания пространственной механической системы станка, вызванные неуравновешенностью вращающегося ротора с учетом внешних помех, сопровождающих балансировку ротора в производственных условиях.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1228538

Устинов А.П. Разработка и



4 Рuc.1

Практика показала, что для вертикальных балансировочных станков не представляет затруднений выполнить симметричную компоновку колеблющейся части, которая и принята при разработке и исследовании.

Подвижная часть механической системы балансировочного станка, расчетная схема которого приведена на рис. I, представляет собой платформу с установленным на ней ротором, которому при балансировке сообщается постоянная угловая скорость ω . Ось ротора расположена вертикально и опирается на подшипники, смонтированные на платформе. Платформа посредством "р" упругих элементов и "з" - демпферов, симметрично расположенных относительно оси вращения, соединена с основанием (станиной) и в общем случае имеет 6 степеней свободы.

При балансировке на платформу действуют:

Во-первых, силовой фактор, вызванный вращением ротора, имеющего как статическую Δ_c , так и динамическую Δ_d неуравновешенность.

Во-вторых, кинематический фактор, вызванный колебанием основания станка от внешних причин, например, от работы соседнего оборудования.

Под действием этих факторов подвижная часть станка, т.е. платформа с ротором, совершает вынужденные колебания, которым обеспечивается резонансный режим.

Свободные колебания подвижной части, благодаря наличию жидкостных демпферов, быстро затухают и поэтому не рассматриваются.

Как средство измерения неуравновешенности ротора принят однокомпонентный индукционный датчик с сейсмической подвеской, установленный на платформе подвижной части станка. Основная масса m подвижной части станка, включающая массу плиты m_n и массу ротора m_r , связана с упругими и вязкими связями с массой m_s сейсмического датчика. Следовательно, механическая система станка представляет собой двухмассовую колеблющуюся систему.

В балансировочных станках конструкции МВТУ, сейсмическая масса датчика m_1 мала по отношению к основной массе m и составляет $\frac{m_1}{m} = \frac{m}{m_{\text{ст}} + m_p} = 0,01 - 0,02\%$. Поэтому практически наличие массы m_1 не сказывается на движении подвижной части станка массы m , а поэтому ее влияние не учитывается.

Вынужденные колебания подвижной части станка, вызванные как силовым, так и кинематическим возбуждением, являются малыми и система практически является линейной.

Для определения положения подвижной части станка относительно основания (станины) и основания относительно фундамента приняты следующие системы координат.

Подвижная система координат $Sx_0y_0z_0$ жестко связана с подвижной частью (платформой) станка, оси ее совпадают с главными центральными осями инерции подвижной части, а начало координат размещено в центре массы S . Ось z_0 совпадает с осью вращения ротора.

Система координат $Oxyz$ с началом координат в точке O жестко связана со станиной. Система координат $O_1x_1y_1z_1$ с началом координат в точке O_1 связана с инерциальной системой с землей.

При равновесном положении подвижной части станка и отсутствии кинематического возбуждения, оси $x_1y_1z_1$ и $x_0y_0z_0$ совпадают с осями $x_0y_0z_0$, а их начала O и O_1 с положением центра массы S подвижной части станка.

За обобщенные координаты приняты параметры x_s, y_s, z_s определяющие поступательное перемещение подвижной части станка, вместе с центром массы S относительно точки O станины и параметры ϑ, ψ, φ , представляющие собой углы Эйлера поворота системы осей $x_0y_0z_0$ около точки S центра массы подвижной части, за которые при малых колебаниях могут быть приняты углы поворота вокруг осей $x_1y_1z_1$.

Практически, при наличии кинематического возбуждения, основание станка совершает поступательное движение по произвольному периодическому закону. При измерении статической неуравновешенности ротора Δ_c , наибольшие ошибки

вносит колебание основания с частотой, равной частоте вращения ротора ω . Это позволяет рассматривать только гармонические колебания основания с частотой $\omega_{\varphi} = \omega$. Примем, что колебания основания в направлениях координатных осей $X_{\varphi}, Y_{\varphi}, Z_{\varphi}$ равны между собой и проходят с амплитудой A_{φ} .

Для составления дифференциальных уравнений движения подвижной части станка по шести обобщенным координатам X_s, Y_s, Z_s и ϑ, ψ, φ , под действием обобщенных сил и моментов сил от силового и кинематического возбуждения, использованы уравнения Лагранжа во второй форме с учетом диссипации энергии при демпфировании.

Движение описывается системой из 6 дифференциальных уравнений второго порядка

$$\begin{aligned}
 1. & m \ddot{X}_s + C_x \dot{X}_s + C_{xz} \dot{\psi} + K_x X_s + K_{xz} \varphi = \Delta_c \omega^2 \cos(\omega t + \lambda_c) - \\
 & - C_x A_{\varphi} \omega \sin(\omega t + \lambda_{\varphi}) + K_x A_{\varphi} \cos(\omega t + \lambda_{\varphi}); \\
 2. & m \ddot{Y}_s + C_y \dot{Y}_s - C_{yz} \dot{\vartheta} + K_y Y_s - K_{yz} \vartheta = \Delta_c \omega^2 \sin(\omega t + \lambda_c) + \\
 & + C_y A_{\varphi} \cos(\omega t + \lambda_{\varphi}) + K_y A_{\varphi} \sin(\omega t + \lambda_{\varphi}); \\
 3. & m \ddot{Z}_s + C_z \dot{Z}_s + K_z Z_s = C_z A_{\varphi} \sin(\omega t + \lambda_{\varphi}) + \\
 & + K_z A_{\varphi} \cos(\omega t + \lambda_{\varphi}); \\
 4. & \mathcal{Y}_x \ddot{\vartheta} + C_{px} \dot{\vartheta} - C_y Y_s + \mathcal{Y}_p \omega \dot{\psi} + K_{px} \vartheta - K_{yz} Y_s = \\
 & = -\Delta_c \omega^2 h \sin(\omega t + \lambda_c) + d_g \omega^2 \cos(\omega t + \lambda_g); \\
 5. & \mathcal{Y}_y \ddot{\psi} + C_{py} \dot{\psi} + C_{xz} X_s + \mathcal{Y}_p \omega \dot{\vartheta} + K_{py} \psi + K_{xz} X_s = \\
 & = \Delta_c \omega^2 h \cos(\omega t + \lambda_c) + d_g \omega^2 \sin(\omega t + \lambda_g); \\
 6. & \mathcal{Y}_z \ddot{\varphi} + C_{pz} \dot{\varphi} + K_{pz} \varphi = 0;
 \end{aligned} \tag{I}$$

где $K_x, \dots, K_{xy}, \dots, K_{yx}, \dots, K_{yz}, \dots, K_{zy}, \dots, K_{yx}$ — обобщающие характеристики упругих свойств подвижной части станка.

$C_x, \dots, C_{xy}, \dots, C_{yx}, \dots, C_{yz}, \dots, C_{zy}, \dots, C_{yx}$ — обобщающие характеристики вязкого трения в демпферах подвижной части станка.

J_x, J_y, J_z — моменты инерции подвижной части станка относительно главных центральных осей.

J_p — момент инерции ротора и вращающихся с ним частей относительно оси Z_0 .

Правая часть системы уравнений представляет проекции обобщенных возмущающих факторов в координатной системе Xyz .

Здесь λ_c, λ_g — фазовые углы векторов статической и динамической неуравновешенности.

λ_p — фаза колебаний фундамента.

h — расстояние от центра массы подвижной части станка S до центра массы ротора S_p .

Третье и шестое уравнения полученной системы не связаны с остальными по координатам и их производным и в них не входит неуравновешенность, следовательно движение подвижной части станка достаточно описать четырьмя уравнениями (1, 2, 4, 5).

Частные решения системы дифференциальных уравнений определяют линейные и угловые перемещения подвижной части станка.

$$\begin{aligned} 1. \quad X_s &= F_{xc} \Delta_c \cos(\omega t + \lambda_c - \varepsilon_{xc}) + F_{xg} d_g \sin(\omega t + \lambda_g - \varepsilon_{xg}) + \\ &\quad + F_{xp} A_p \cos(\omega t + \lambda_p - \varepsilon_{xp}); \\ 2. \quad Y_s &= F_{yc} \Delta_c \sin(\omega t + \lambda_c - \varepsilon_{yc}) - F_{yg} d_g \cos(\omega t + \lambda_g - \varepsilon_{yg}) + \\ &\quad + F_{yp} A_p \sin(\omega t + \lambda_p - \varepsilon_{yp}); \\ 3. \quad \varphi &= F_{\varphi c} \Delta_c h \sin(\omega t + \lambda_c - \varepsilon_{\varphi c}) + F_{\varphi g} d_g \cos(\omega t + \lambda_g - \varepsilon_{\varphi g}); \\ 4. \quad \psi &= F_{\psi c} \Delta_c h \cos(\omega t + \lambda_c - \varepsilon_{\psi c}) + F_{\psi g} d_g \sin(\omega t + \lambda_g - \varepsilon_{\psi g}); \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь $F_{\kappa}, F_{\tau}, F_{\varphi}$ постоянные величины, зависящие от геометрически массовых параметров подвижной части и балансируемого ротора, угловой скорости ротора, упругих и вязких характеристик системы.

$E_{\kappa}, E_{\tau}, E_{\varphi}$ углы сдвига фаз по соответствующим координатам.

Для определения неуравновешенности ротора могут быть использованы любые два уравнения, описывающие движение подвижной части станка в одной из вертикальных координатных плоскостей, т.е. уравнения, определяющие X_s и φ или y_s и ϑ .

При конструировании станка необходимо так компоновать механическую систему, чтобы исключить влияние динамической неуравновешенности и колебаний фундамента на измерение статической неуравновешенности, что достигается ее рациональным монтажом.

На производстве различают два вида балансировочных станков, специальные, предназначенные для уравнивания роторов одного типа-размера (постоянной массы) и универсальные, предназначенные для уравнивания группы роторов различных типов-размеров (различных масс).

Положение центра массы S подвижной части механической системы специальных балансировочных станков неизменно, в случае универсальных станков - изменяется.

При неизменном положении S центра массы подвижной части станка для измерения статической неуравновешенности ротора достаточно использовать лишь один сейсмический датчик ДГ, ориентированный горизонтально в радиальном направлении, например по оси X .

Чтобы на электрический сигнал горизонтального датчика не влияла динамическая неуравновешенность ротора, ось катушки датчика должна занимать определенное положение H_0 по вертикали, определяемое зависимостью:

$$H_0 = - \frac{\sqrt{(J_y \omega^2 - K_{\varphi y})^2 + \omega^2 C_{\varphi y}^2} \sqrt{K_{x2} + \omega^2 C_{x2}^2}}{J_y \omega^2 (1 + \frac{J_p}{J_x}) \sqrt{(m \omega^2 - k_x)^2 + \omega^2 C_x^2}}; \quad (3)$$

Статическая неуравновешенность ротора Δ_c и напряжение горизонтального датчика ДГ связаны зависимостью

$U_{DG} = M \dot{X}_{DG}$, где M - коэффициент пропорциональности. Используя по (2), I значения $\dot{X}_{DG}$, получаем уравнение настройки специального станка

$$U_{DG} \sin(\omega t + d) = M_r \Delta_c \sin(\omega t + \eta_c - \varepsilon); \quad (4)$$

где $M_r = (F_{x_c} + H h F_{\psi_c}) M$ - масштабный коэффициент, который вводится при наладке станка по эталонному ротору и контрольным грузам.

При переменном положении S центра массы подвижной части станка требуется установка второго вертикального датчика, ось катушки которого ориентирована вертикально.

Тогда перемещения датчиков ДГ и ДВ вызовут электрические сигналы:

$$\begin{aligned} U_{DG} &= M_r \dot{X}_{DG} = M_r (\dot{X}_S + H \dot{\psi}); & \text{где } M_r \text{ и } M_v \\ U_{DV} &= M_v \dot{Z}_{DV} = -M_v R \dot{\psi}; & \text{- коэффициенты} \\ & & \text{пропорциональ-} \\ & & \text{ности.} \end{aligned}$$

Уравнение настройки универсального станка будет иметь вид:

$$M \Delta_c \sin(\omega t + \eta_c - \varepsilon) = U_{DG} - \nu U_{DV} = U_c \quad (5)$$

Здесь

$$\begin{aligned} M &= \omega (F_{x_c} + H h F_{\psi_c} - h F_{x_g} - H h F_{\psi_g}) M_r & \text{- масштабный} \\ & & \text{коэффициент} \\ \nu &= \frac{M_r (F_{x_g} + H F_{\psi_g})}{M_v R} & \text{- компенсационный коэффи-} \\ & & \text{циент.} \end{aligned}$$

Таким образом наладка универсальных балансировочных станков состоит в компенсации электрического сигнала горизонтального датчика ДГ, сигналом вертикального датчика ДВ.

Суммарная ошибка измерения статической неуравновешенности ротора определяется рядом факторов

$$\sum \delta(\Delta_c) = \delta(\Delta_c)_B + \delta(\Delta_c)_c + \delta(\Delta_c)_g + \delta(\Delta_c)_r; \quad (6)$$

где: $\delta(\Delta_c)_B = \int_B m_p$ — неуравновешенность от ошибок изготовления базовой поверхности ротора,

$\delta(\Delta_c)_C = \int_C m_m$ — ошибка от собственной статической неуравновешенности вращающихся частей станка,

$\delta(\Delta_c)_g = d_g \frac{F_{zg} + H F_{zg}}{F_{xc} + H h F_{xc}}$ — ошибка от динамической неуравновешенности ротора при $\Delta_c = 0$; $A_\varphi = 0$.

$\delta(\Delta_c)_\varphi = \frac{A_\varphi}{\omega^2} \sqrt{k_x + \omega^2 C_x^2}$ — ошибка от колебаний фундамента A_φ при $\Delta_c = d_g = 0$.

Для упрощения наладки и эксплуатации станков, конструкцией предусмотрена установка специального генератора, позволяющего исключить влияние собственной неуравновешенности вращающихся частей станка.

Экспериментальная проверка теоретических зависимостей проводилась в лаборатории кафедры Теории механизмов МВТУ им.Баумана. Для этого разработана и изготовлена специальная экспериментальная балансировочная установка, допускающая настройку ее, как специального или как универсального станков.

Проверка эксплуатационной надежности конструкции проводилась на опытных образцах балансировочных станков, спроектированных и изготовленных по техническим заданиям промышленных предприятий. Изготовленные опытно-производственные образцы станков устанавливались в цехах заводов и эксплуатировались на конкретных роторах

Цель лабораторных исследований — проверка принятой расчетной схемы и математического описания, определяющего:

- 1) движение подвижной части станка (2),
- 2) механический и электрический метод настройки станков (4,5),
- 3) положение горизонтального датчика (3),
- 4) суммарную ошибку измерения статической неуравновешенности (6).

Проведенные эксперименты подтвердили в достаточной мере установленные зависимости, в частности расхождения между расчетными и экспериментальными данными, полученными на опытной установке, не превышали 5-10%.

Одним из основных вопросов, возникающих при компоновке механической системы, является выбор коэффициента

$$i_k = \frac{(m_r)_{max}}{(m_r)_{min}}$$
, т.е. отношения между максимальной и минимальной массой роторов, балансируемых на одном станке.

ЭНИМС и ряд иностранных фирмы рекомендуют и применяют

$i_k = 100$. Наряду с этим другие фирмы применяют коэффициент $i_k = 10-20$. Собственная неуравновешенность шпинделя балансировочного станка и связанных с ним вращающихся деталей, определяемая качеством его подшипников качения, сказывается на точности уравнивания роторов с массой $(m_r)_{min}$, тем сильнее, чем больше коэффициент i_k . Поэтому принят коэффициент $i_k = 10$, обеспечивающий большую точность уравнивания роторов малой массы $(m_r)_{min}$.

Вторым вопросом компоновки является выбор коэффициента μ_k , определяющего соотношение между массой балансируемого ротора $(m_r)_{max}$ и массой подвижной части M . Выбор μ_k сделан на основании опыта разработки и длительной производственной эксплуатации свыше 30 типов-размеров опытных образцов, приведенных в табл. № I.

В результате обработки и обобщения результатов конструирования и эксплуатации, удалось установить соотношение между массой балансируемого ротора $(m_r)_{max}$ и массой подвижной части M , учитывающее особенность размещения электропривода станков.

При размещении электродвигателя на подвижной части станка (вариант А) с непосредственным приводом шпинделя, масса плиты M_n равна

$$M_n = 95 \lg m_r; \quad (7)$$

При размещении электродвигателя на неподвижной части станка (вариант Б) с приводом шпинделя через карданную передачу масса плиты равна:

$$M_n = 75 \lg m_r; \quad (8)$$

Таблица I

Опытные образцы вертикальных станков для статической
балансировки

Ряд	Массовая характеристика		Частотная характеристика			Тип	Способ удаления	Код (шт)	Отрасль пром.	
	m_p кг	m_n кг	ω (мк)ср	ω_0 Гц	γ Гц					
1	0, I-I	50:0,01	23,5	3,5	0,15	ДГ	А	-	3	Авиацион
1а	0,5-5	65:0,037	23	4	0,17	ДГ	А	ГФГ	8	Электротех Автомоб Радиотехн
2	I-10	110:0,044	23,5	4,5	0,19	ДГ	А	ВСТ ГФГ	9	Инструм Машиностр
2а	5-50	140:0,16	16	4	0,25	ДГ	АБ	ГФГ РСТ	8	Тракторн Авиацион
3	10-100	150:0,23	12,5	3	0,24	ДГ ДВ	Б	РСТ	2	Тракторн Шинная

Проведенные всесторонние лабораторные и производственные испытания балансировочных станков, построенных по механической системе без жестких связей, показали, что станки данного типа обеспечивают надежное измерение статической неуравновешенности дисковых роторов, просты в эксплуатации и имеют достаточно высокую точность и производительность.

Выводы

1. Теоретические и экспериментальные исследования вертикальных балансировочных станков подтвердили целесообразность применения колеблющейся системы без жестких связей оси ротора с основанием.

2. Экспериментальная проверка подтвердила правильность принятой расчетной схемы колебательной системы станка, ее математическое описание и полученных расчетных формул.

3. Длительный опыт разработки и эксплуатации производственных образцов балансировочных устройств позволил принять ряд рациональных конструктивных решений и установить эмпирическую зависимость, определяющую соотношение между массой балансируемого ротора и массой подвижной части станка.

4. В универсальных балансировочных станках, предназначенных для измерения неуравновешенности роторов различных масс, оправдано использование двух датчиков.

5. В специальных балансировочных станках, предназначенных для измерения неуравновешенности роторов постоянной массы, достаточно одного датчика.

6. Применение специальных генераторов для компенсации собственной неуравновешенности вращающихся частей станка упрощает его наладку и эксплуатацию.

7. Свойство виброизоляции, заложенное в конструктивной схеме, позволяет устанавливать станки непосредственно на цеховой плите или на междуэтажном перекрытии производственного здания.

8. Принятая конструктивная схема вертикальных балансировочных станков для статической балансировки дисковых роторов отвечает технико-экономическим требованиям производственной практики и может быть рекомендована для промышленного производства.

Результаты отдельных этапов данной работы докладывались на I, II, III, IV, V Научно-технических конференциях по балансировочному оборудованию и методам уравнивания машин и приборов НТО Приборпрома в 1960-1973 гг.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. УСТИНОВ А.П. Станки для статической балансировки в динамическом режиме. Сборник "Теория и конструкция балансировочных машин", Машгиз, г.Москва, 1963.
2. УСТИНОВ А.П. Станки для статической балансировки тип МВТУ-703 и МВТУ-704 и их настройка. Сборник "Уравновешивание машин и приборов". Машиностроение. Москва, 1965г.
3. НИКОЛАЕВСКИЙ Е.В., УСТИНОВ А.П. Влияние динамической неуравновешенности ротора на точность его статической балансировки. Известия вузов. Машиностроение. № 4. 1968г.
4. УСТИНОВ А.П. Определение статического дисбаланса вращающегося ротора в общем случае его неуравновешенности. Сборник "Теория и практика уравновешивания машин и приборов". Машиностроение. Москва. 1970г.
5. УСТИНОВ А.П., СУЕТИН В.А. Станок МВТУ-730 для измерения статической неуравновешенности шин легковых автомобилей. Сборник трудов МВТУ № 140, выпуск 5, 1970г.
6. ПЕТРОВ Г.Н., СУЕТИН В.А., УСТИНОВ А.П. Балансировочные машины без жестких связей оси ротора с неподвижным основанием. Сборник трудов МВТУ № 160, выпуск 6, 1973г.
7. УСТИНОВ А.П., ПЕТРОВ Г.Н. Устройство для определения статической составляющей дисбаланса. Авторское свидетельство № 139120 (684711 от 3 ноября 1960г.).

8. УСТИНОВ А.Н., ПЕТРОВ Г.Н., СУЕТИН В.А., НИКОЛАЕВ-СКИЙ Е.В., КОЗЛЯНИНОВ Т.П., КАЗАКОВ Б.Р. Устройство для балансировки пространственных механизмов с непараллельными осями вращения звеньев. Авторское свидетельство № 178542 (900404 от 16 мая 1964г.).
9. УСТИНОВ А.Н., ПЕТРОВ Г.Н., СУЕТИН В.А., НИКОЛАЕВ-СКИЙ Е.В. Устройство для уравнивания кривошипно-шатунного механизма. Авторское свидетельство № 204646 (1092528 от 23 июля 1966г.).