

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт неразрушающего контроля

Кафедра точного приборостроения

«КОНСТРУИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРИБОРОВ И УСТАНОВОК»

ОСНОВЫ БАЛАНСИРОВКИ ПОДВИЖНЫХ УЗЛОВ ПРИБОРОВ

*Гормаков А.Н., доц. каф. ТПС
ИНК НИ ТПУ, 2014г.*

Балансировка роторов.

Общие сведения о
балансировке.

Ротор,
неуравновешенность
ротора
и ее виды.

Задачи балансировки

Ротором (по ГОСТ19534-74) называют звенья механизмов, совершающие вращательное движение и удерживаемые при этом своими несущими поверхностями в опорах.

Если масса ротора
распределена
относительно оси
вращения равномерно, то
*главная центральная ось
инерции X-X* совпадает с
осью вращения и ротор
является уравновешенным
или идеальным.

При несовпадении оси вращения с осью **$X-X$** , ротор будет неуравновешенным и в его опорах при вращении возникнут переменные реакции, вызванные действием инерционных сил и моментов (точнее, движением центра масс с ускорением).

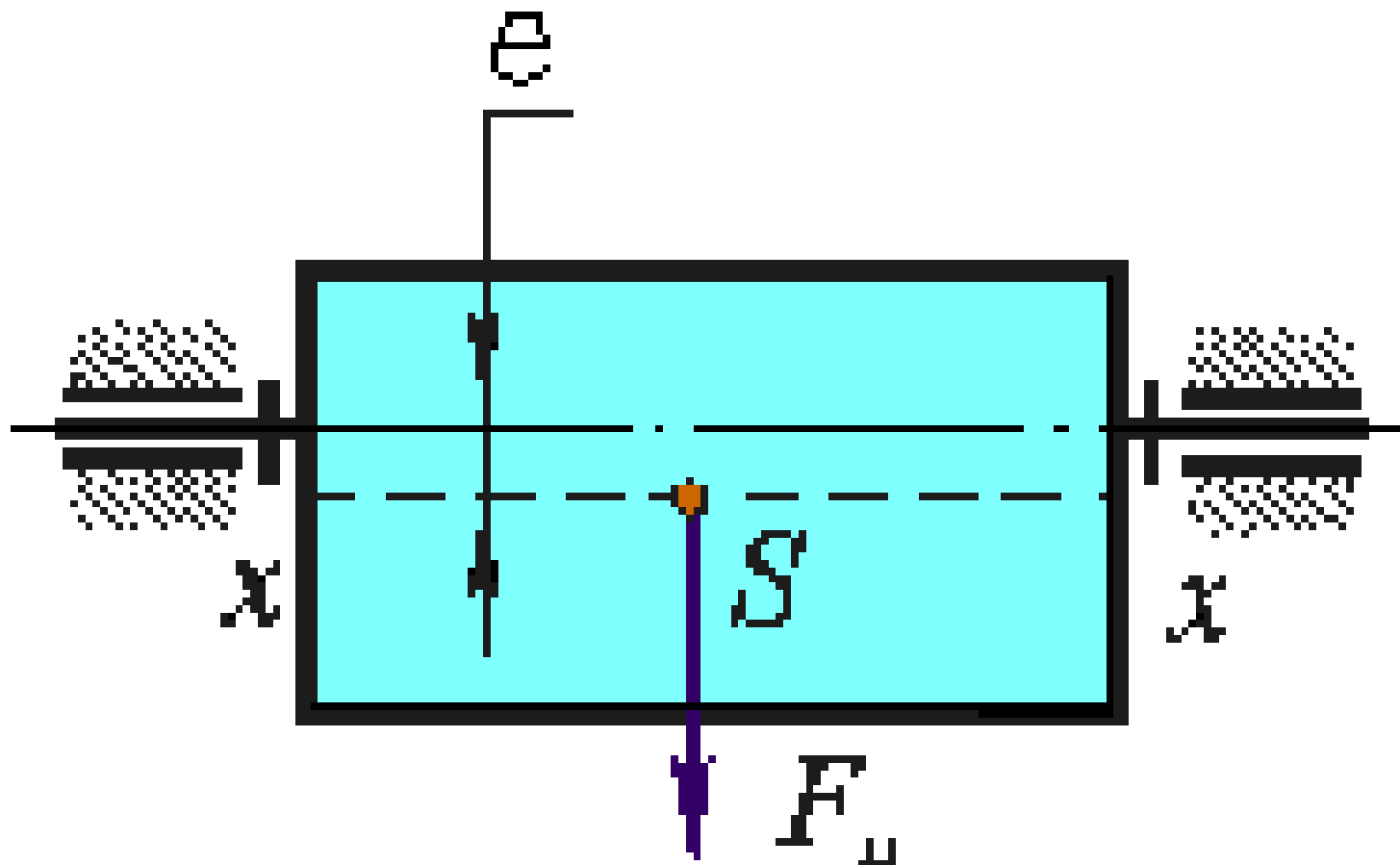
В зависимости от взаимного расположения *оси вращения и главной центральной оси инерции $x-x$* , по ГОСТ 19534-74, различают следующие виды неуравновешенности роторов:

a - статическую, когда эти оси параллельны;

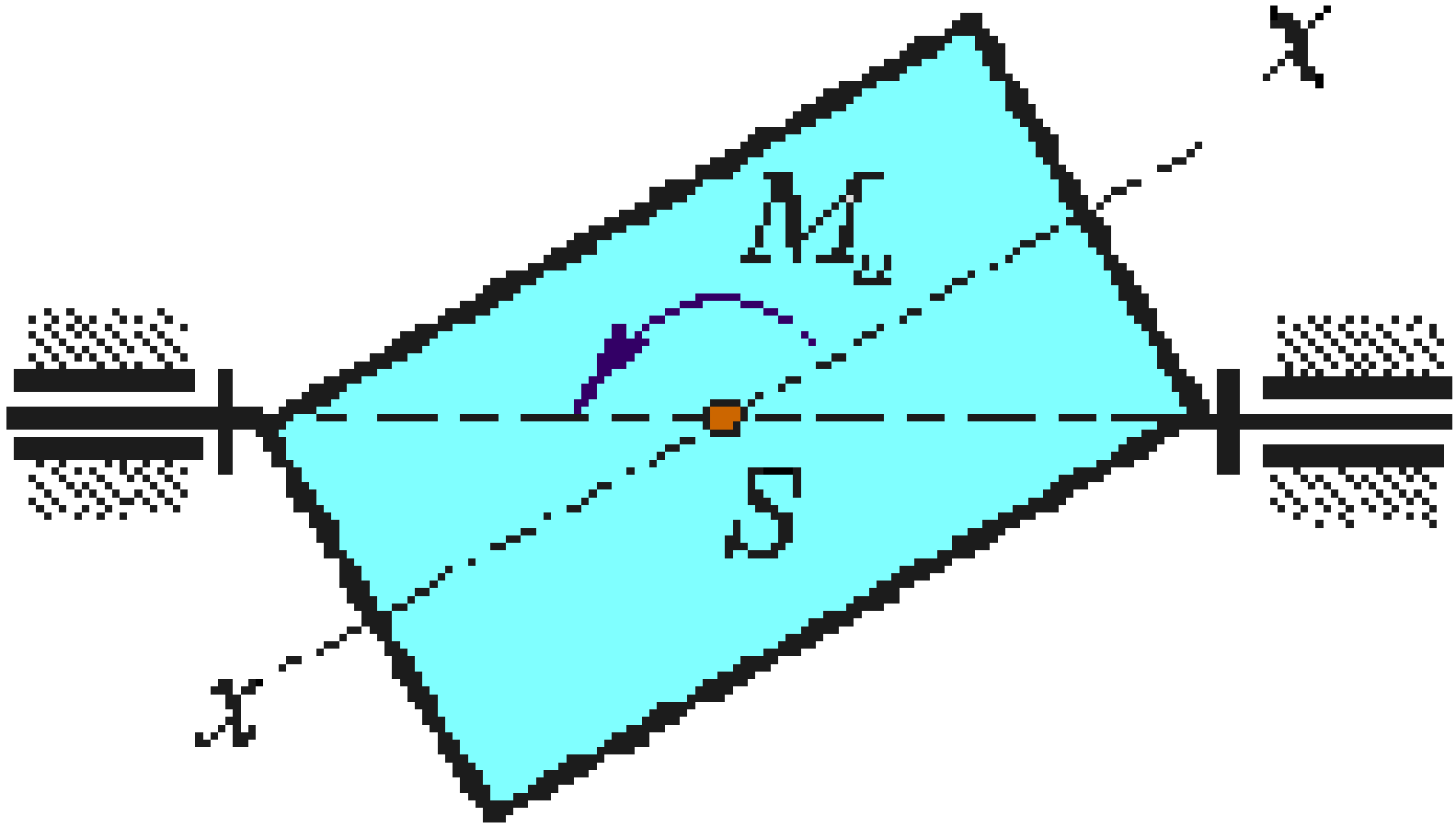
б - моментную, когда оси пересекаются в центре масс ротора **S**;

в - динамическую, когда оси либо пересекаются вне центра масс, либо не пересекаются, а перекрещиваются в пространстве.

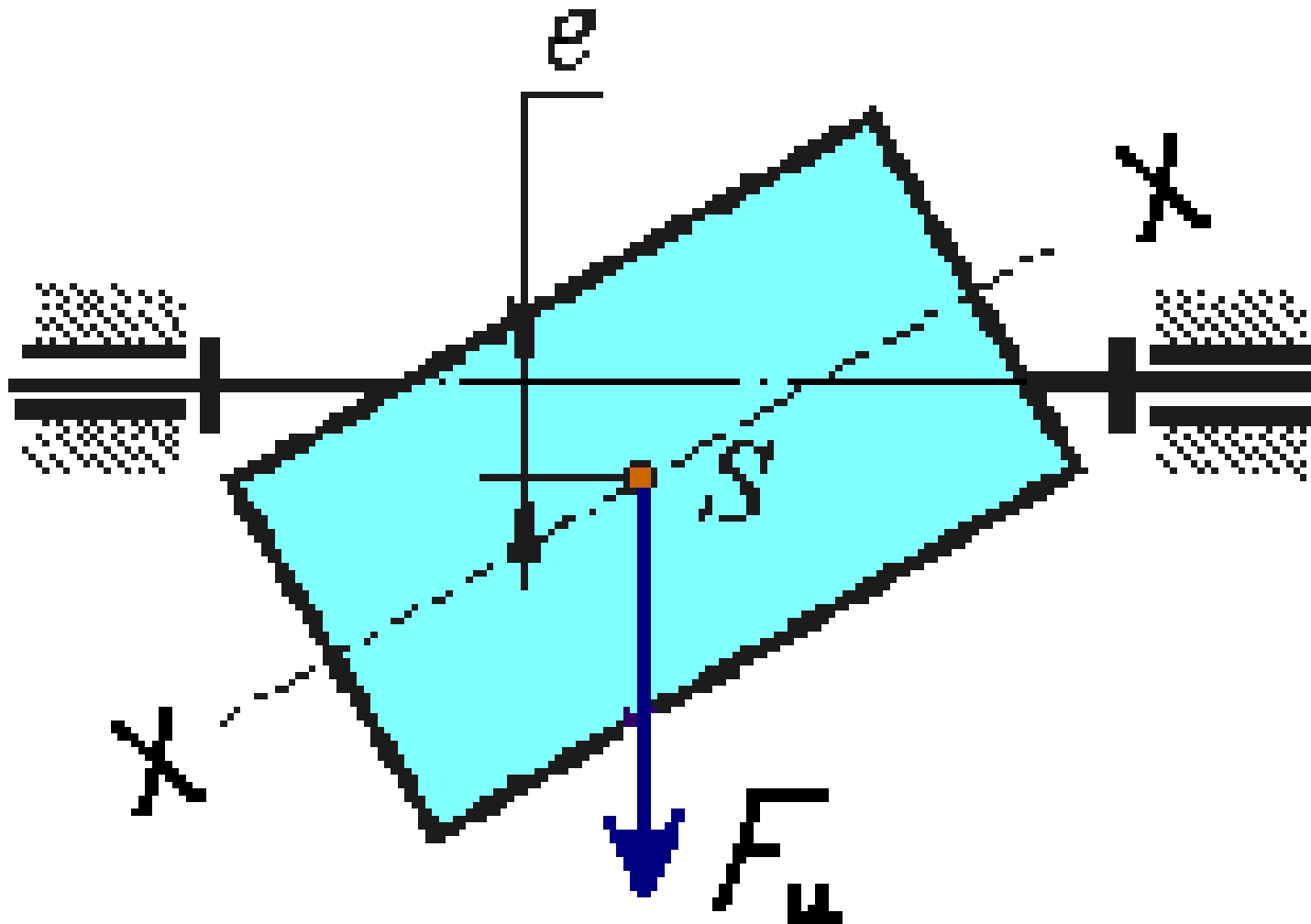
Статическая неуравновешенность ротора



Моментная неуравновешенность



Динамическая неуравновешенность



Дисбаланс и момент дисбалансов не зависят от частоты вращения, они полностью определяются конструкцией ротора и точностью его изготовления.

Поэтому при
балансировке
оперируют не
инерционными силами,
а дисбалансами

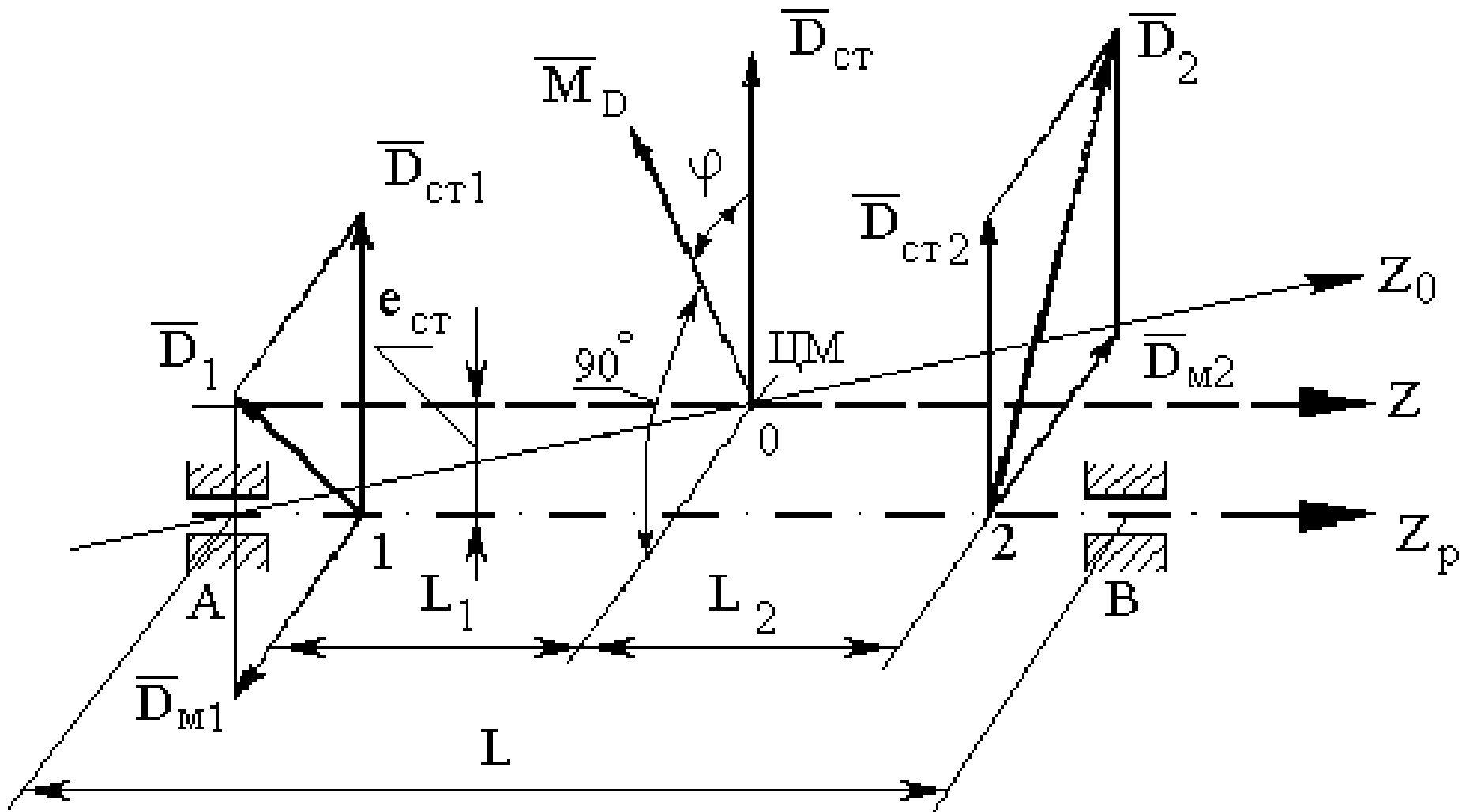
Дисбаланс - мера статической неуравновешенности ротора, векторная величина, равная произведению неуравновешенной массы m на ее эксцентриситет e , где эксцентриситет e - радиус-вектор центра этой массы относительно оси ротора.

Вектор дисбаланса

$$\overline{D} = m \overline{e}$$

Направление главного вектора дисбаланса D совпадает с направлением главного вектора сил инерции F_u , действующих на ротор при вращении:

Главный вектор дисбаланса \vec{D}_{CT} и главный момент дисбаланса \vec{M}_D



$$\sum F_i = \sum m_i r_i \omega^2 = m_{\text{рот}} e_{\text{ст}} \omega^2$$

где r_i – эксцентриситет i -ой массы

m_i – i -ая масса, г

$e_{\text{ст}}$ – удельный дисбаланс ротора

(эксцентриситет массы $m_{\text{рот}}$

ротора относительно оси ротора)

ω - угловая скорость вращения ротора
(рад/с),

- $m_{\text{рот}} = \sum m_i$ масса ротора (г),
- r_i – расстояние центра i -ой массы от центра масс ротора (мм).

Моментная
неуравновешенность
характеризуется главным
моментом
дисбалансов ротора M_D ,
который пропорционален
главному моменту сил
инерции:

$$\sum M_i = \sum [l_i F_i] =$$

$$\sum m_i [l_i r_i] \omega^2$$

M_D – главный момент
дисбалансов ротора,
создаваемый на плече L
(расстояние между
опорами) парой
дисбалансов D_M ;

Критерии уравновешенности
ротора с осью вращения OZ_p :

1) смещение центра масс и
центробежные моменты
инерции равны нулю:

$$X_0 = Y_0 = 0 \quad \text{и}$$

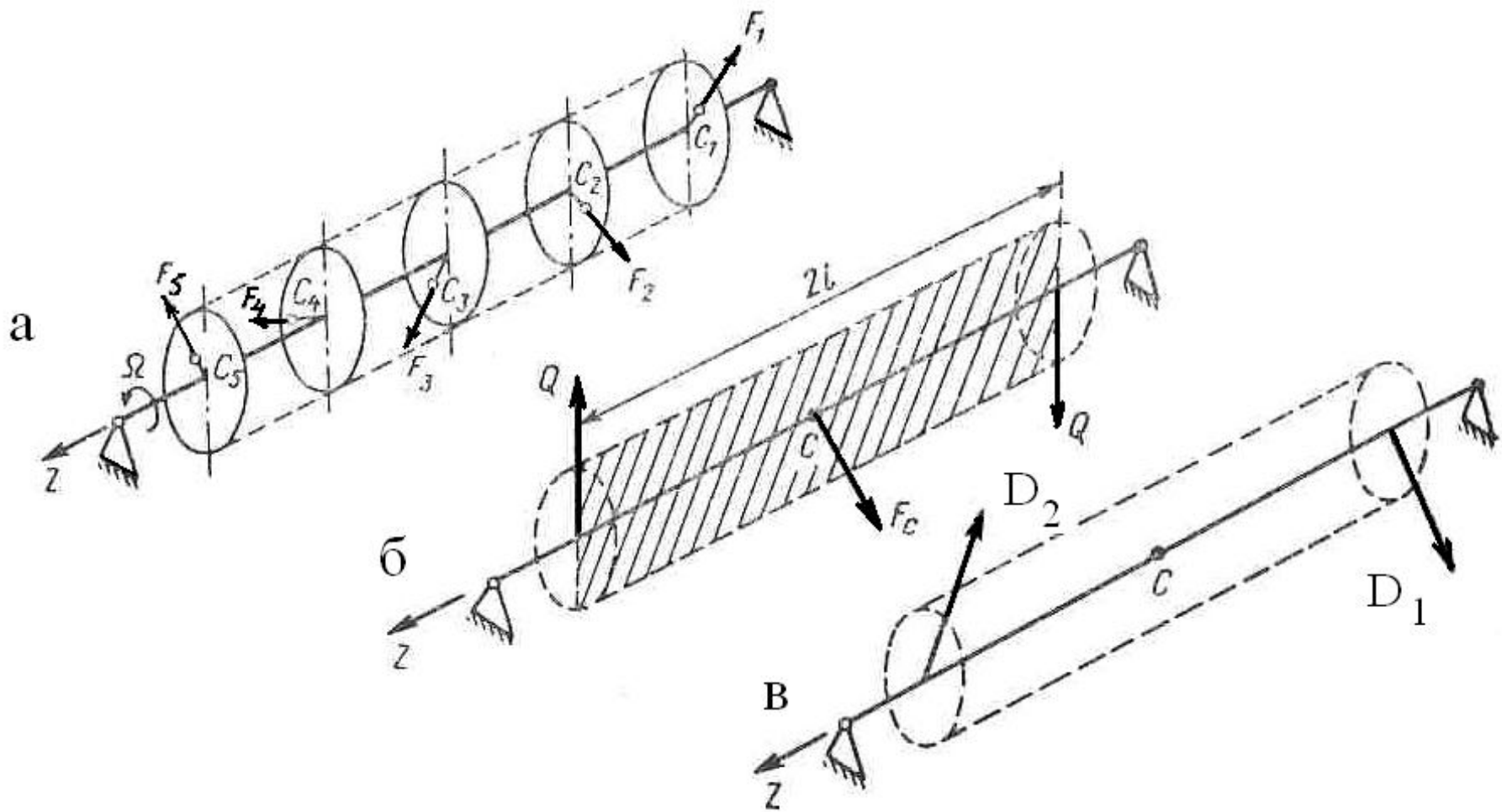
$$J_{xz_p} = J_{yz_p} = 0;$$

2) главный вектор и главный момент равны нулю:

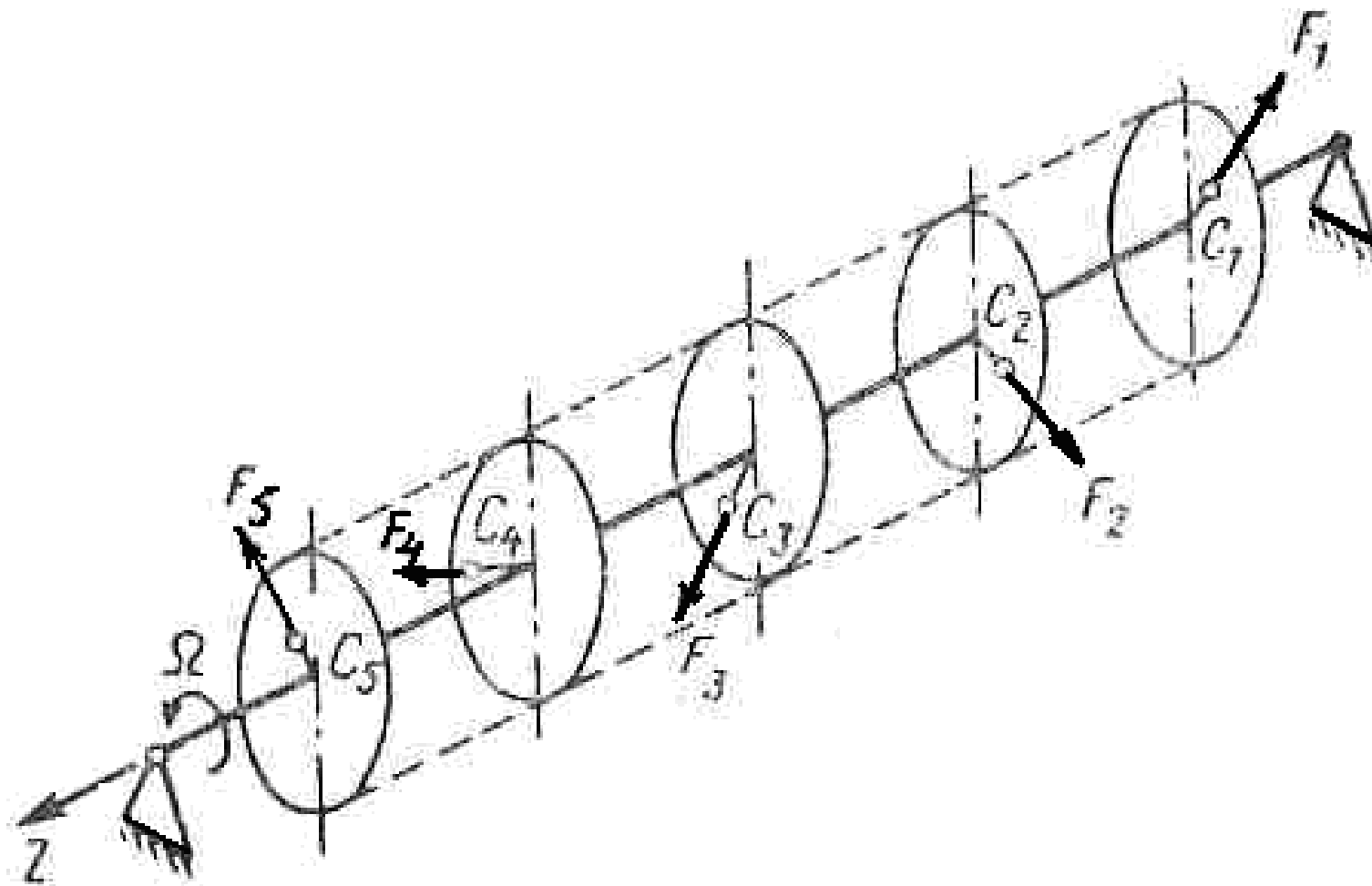
$$\vec{D}_C = 0 \quad \vec{M}_D = 0$$

3) динамические реакции в опорах равны нулю

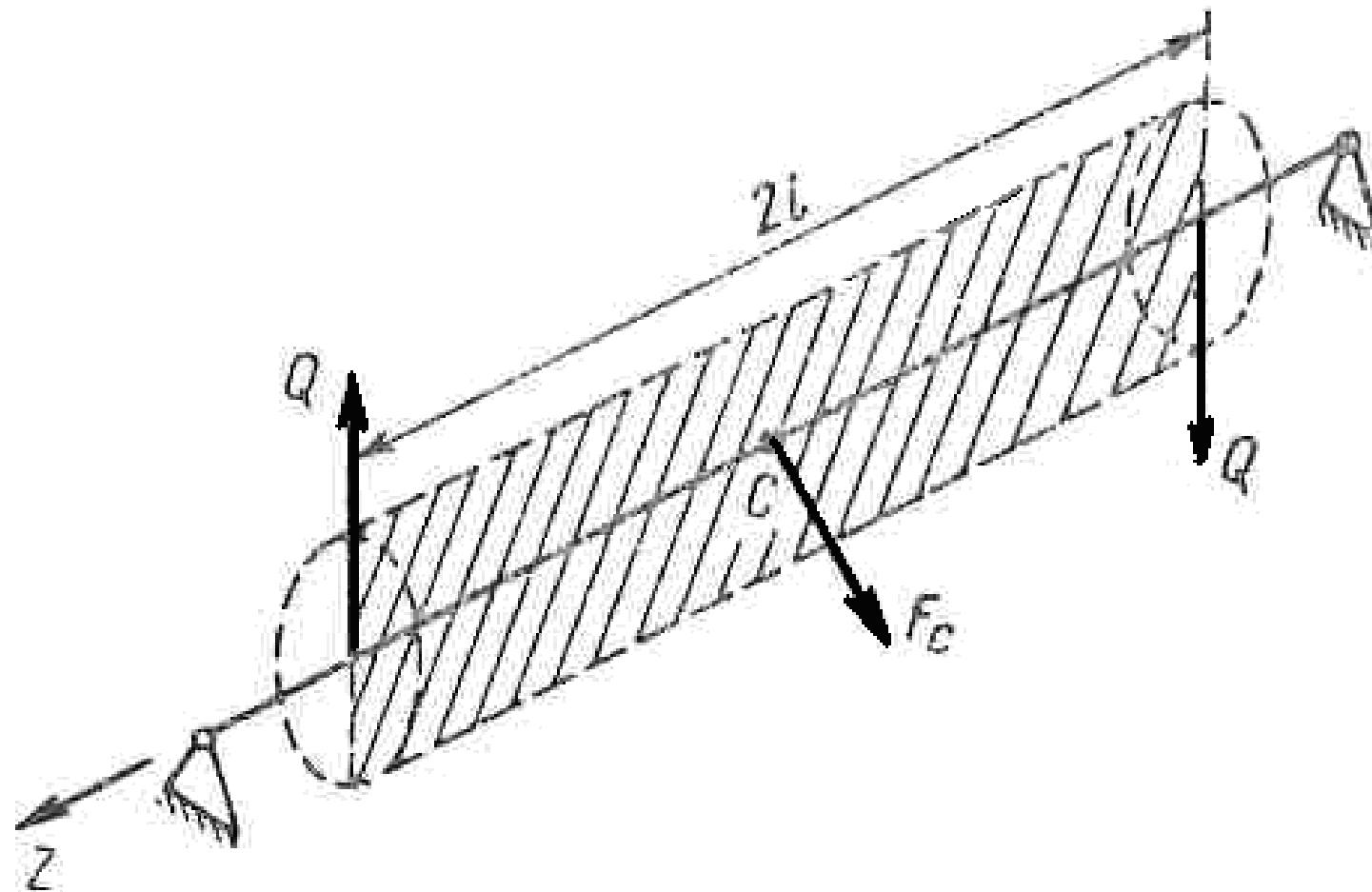
$$R_A(\omega) = 0 \quad R_B(\omega) = 0$$



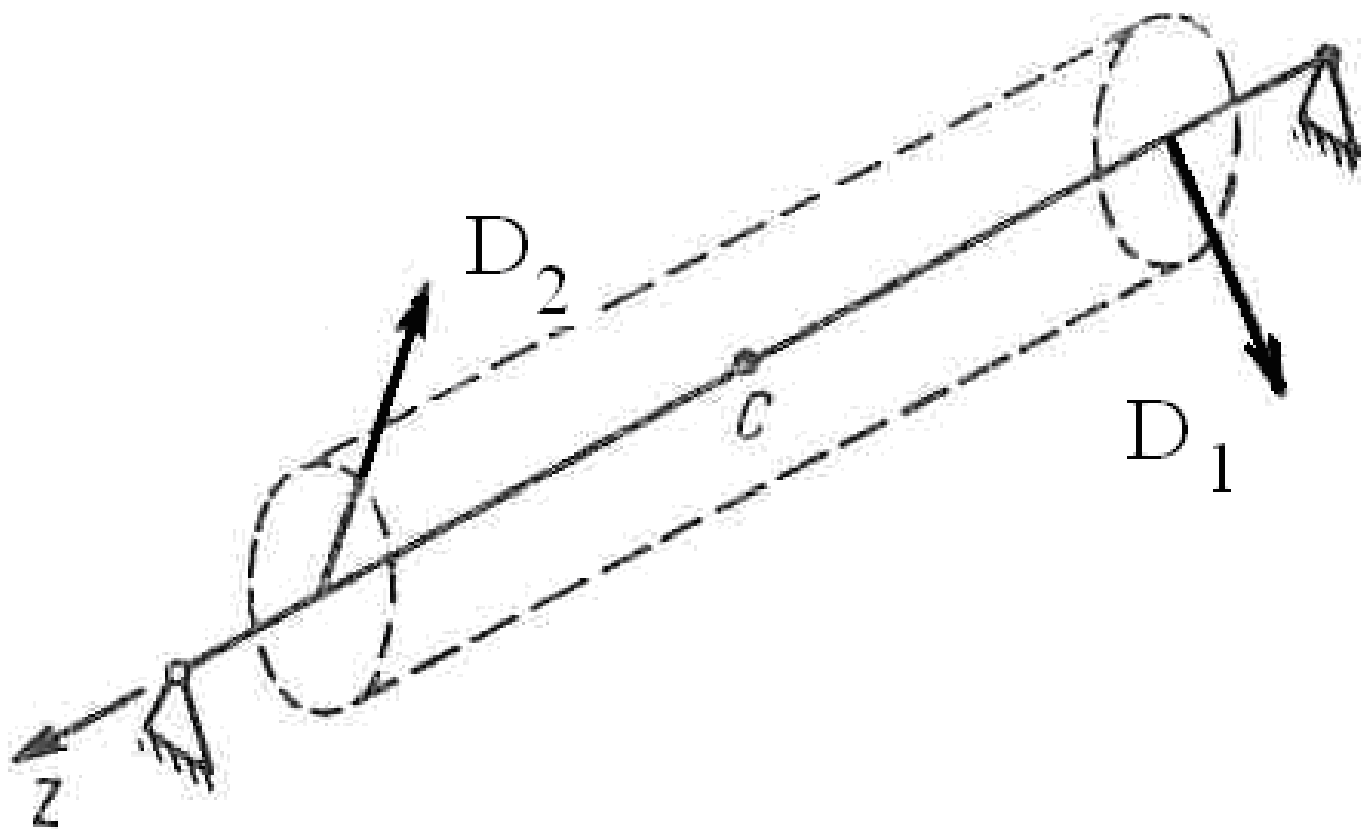
ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ СХЕМЫ ДИНАМИЧЕСКИ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА



Ротор представлен состоящим из бесконечного числа дисков, имеющих статическую неуравновешенность



Неуравновешенный ротор представлен главным вектором сил F_c и главным моментом в виде пары сил Q ,

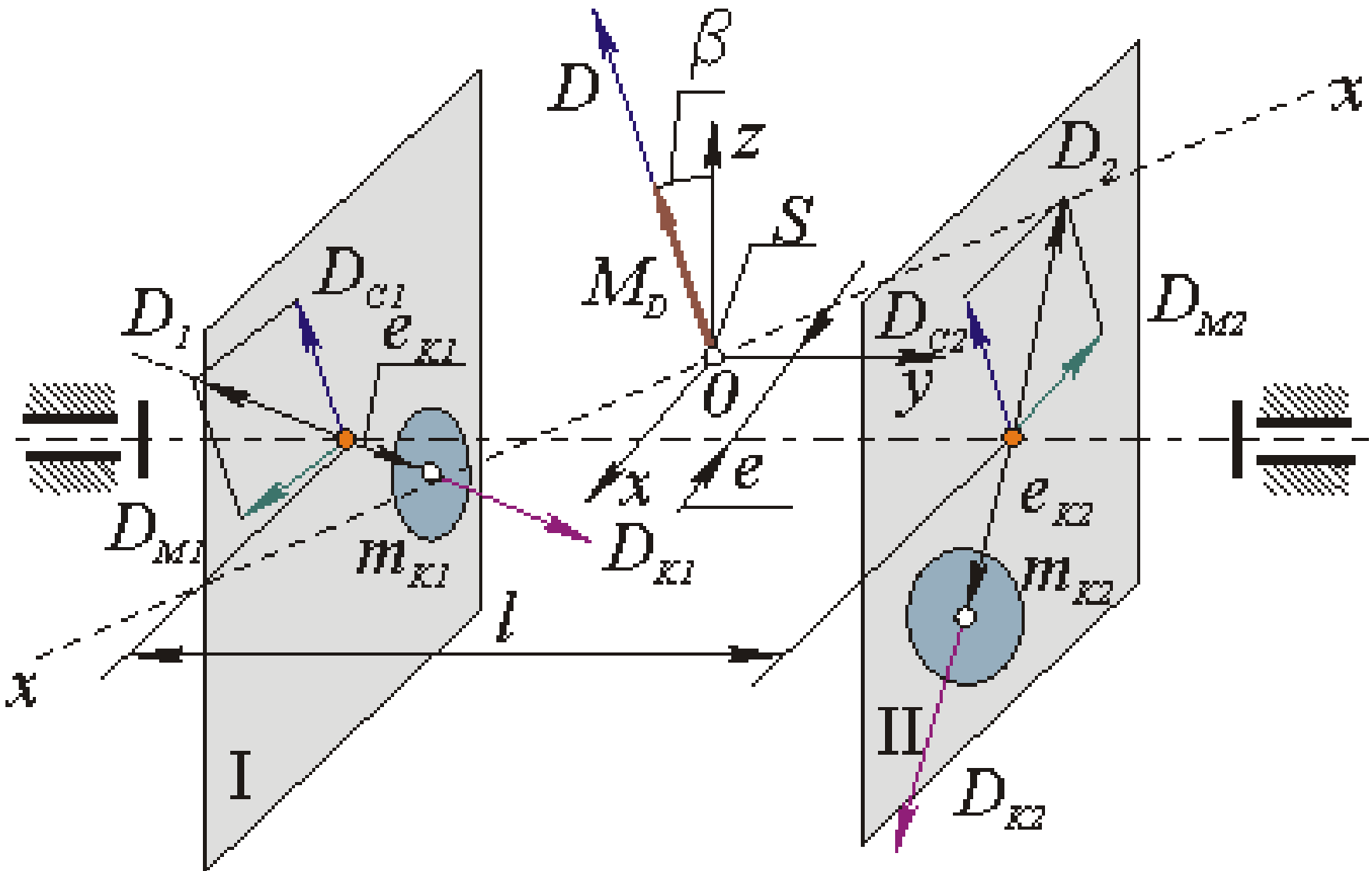


Главный вектор и главный момент могут быть заменены по своему действию системой из двух сил D_1 , D_2 , расположенных в двух разных плоскостях

Балансировка - это
технологический
процесс совмещения
главной центральной
инерции с осью
ротора.

Балансировкой называют процесс определения значений и угловых координат дисбалансов ротора и их уменьшения с помощью корректировки размещения его масс.

Главный вектор дисбалансов ротора и главный момент дисбаланса ротора



Эту систему, как и любую произвольную систему сил, можно заменить равнодействующими - главным вектором и главным моментом или двумя векторами, расположенными в произвольных параллельных плоскостях. Для уравнивания системы сил достаточно уравновесить эти равнодействующие.

При балансировке операции над силами заменяют действиями над дисбалансами. Поэтому для жестких роторов вышесказанное можно сформулировать так: жесткий ротор можно уравновесить двумя корректирующими массами, расположенными в двух произвольно выбранных плоскостях, перпендикулярных оси его вращения. Эти плоскости называют плоскостями коррекции.

Наиболее широкое применение в настоящее время получил метод балансировки корректировкой масс, при которой корректирующие массы перемещают по ротору, устанавливают на нем или удаляют таким образом, чтобы главная центральная ось инерции приближалась к оси ротора.

Перемещение, добавление или удаление корректирующей массы производят в одной или нескольких точках одной плоскости коррекции, перпендикулярной оси ротора, либо в нескольких параллельных плоскостях коррекции одновременно или последовательно в каждой плоскости.

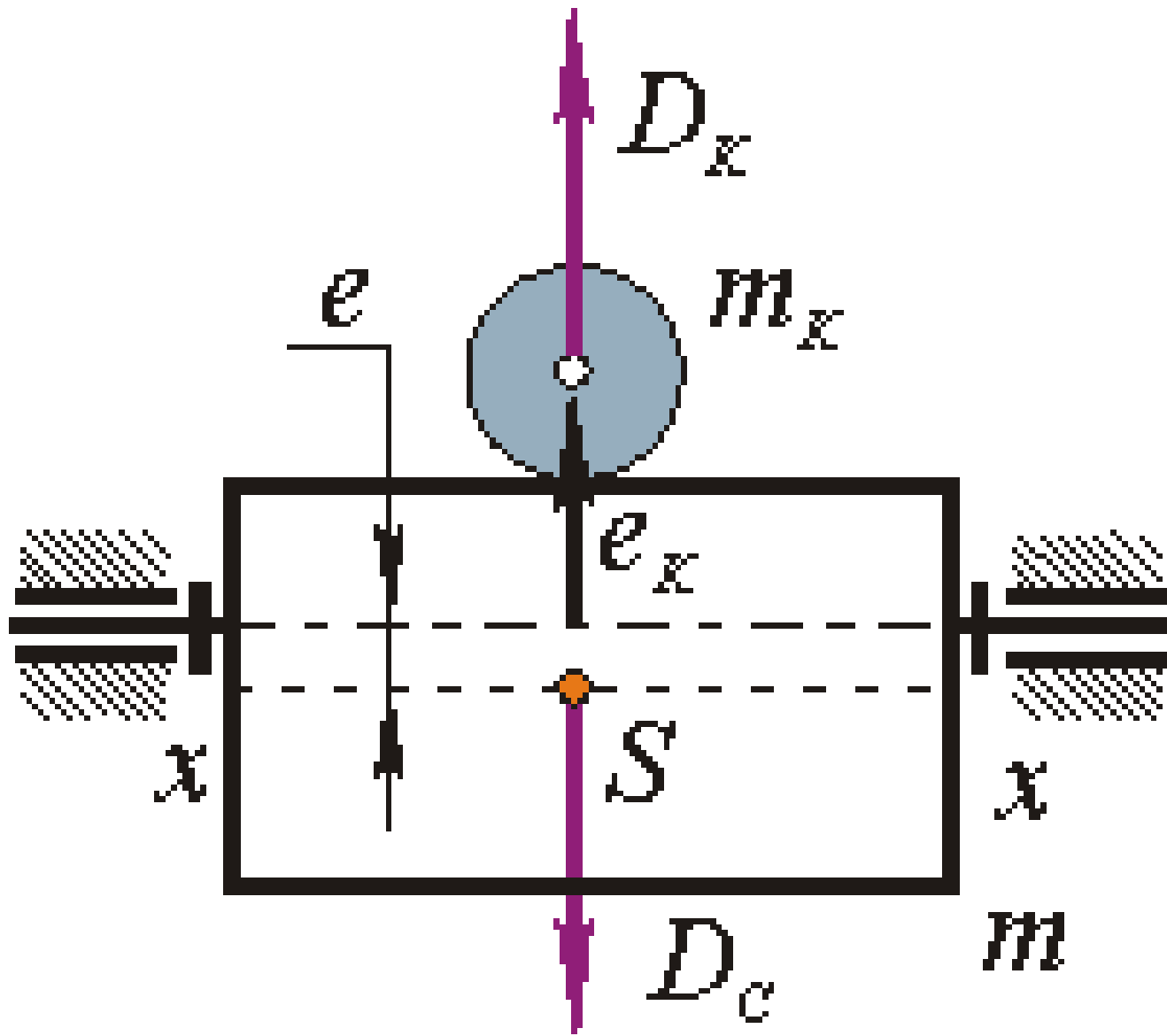
Перемещение, добавление или удаление корректирующих масс может производиться сверлением, фрезерованием, наплавкой, завинчиванием или вывинчиванием винтов, выжиганием электрической искрой, лучом лазера, электронным пучком, электролизом и т.д.

Процесс балансировки может быть последовательным, когда измерение дисбаланса и его уменьшение составляют самостоятельные операции, и совмещенный, когда измерение и корректировка масс совершается одновременно.

Точность балансировки характеризуется величиной остаточного дисбаланса D_0 ротора в каждой из плоскостей коррекции. Величина D_0 не должна превышать допустимых для данного класса точности значений, регламентируемых ГОСТ 22061-76.

**Балансировка
роторов при
различных видах
неуравновешенности**

Статическая балансировка



Необходимо уравновесить только

вектор $D_c = m e$.

Для этого достаточно установить на роторе только одну корректирующую массу m_k величине которой определяется из

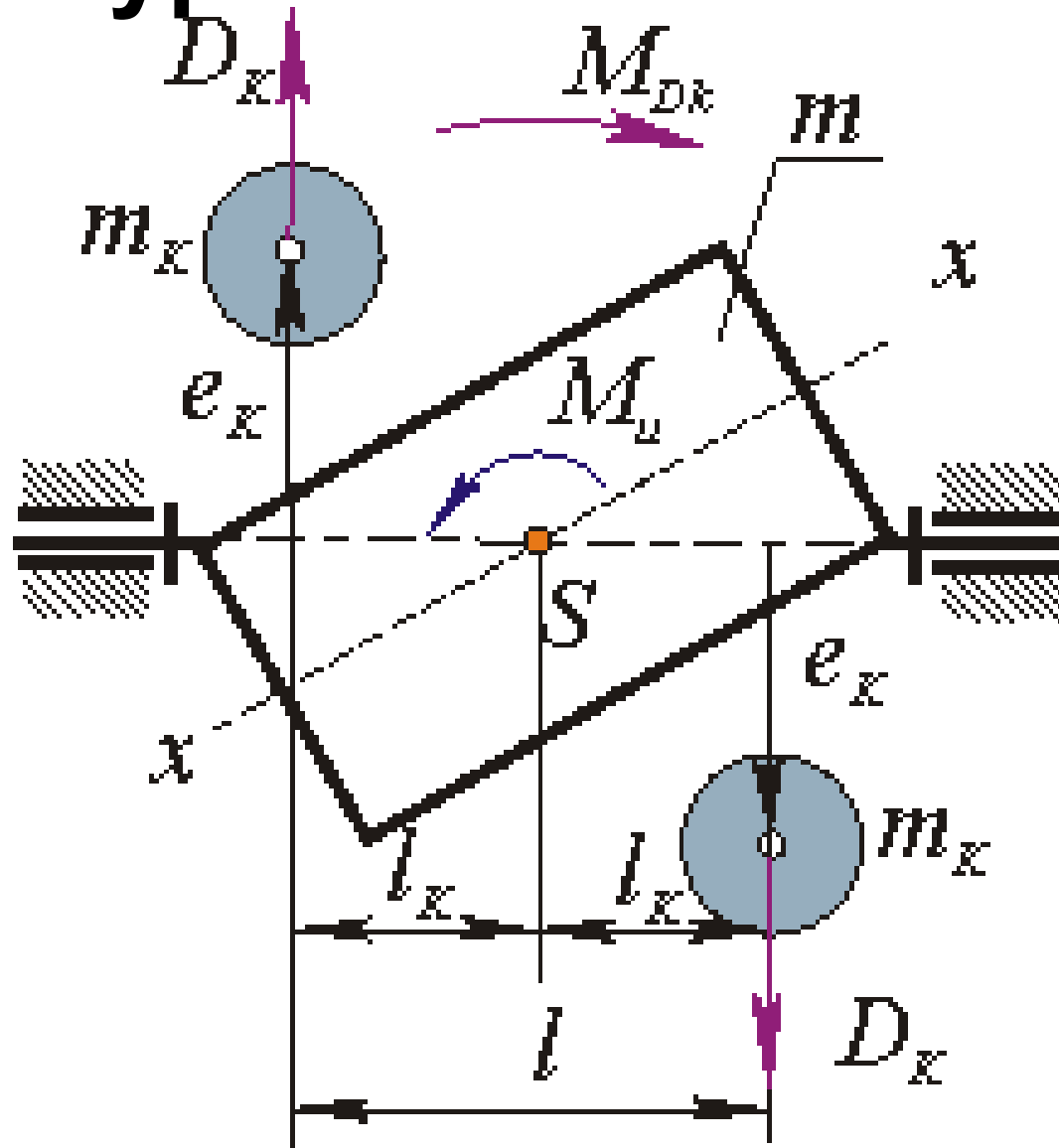
равенства $D_k = m_k e_k$

$$D_c = D_k,$$

где величиной e_k задаются из соображений удобства размещения противовесов.

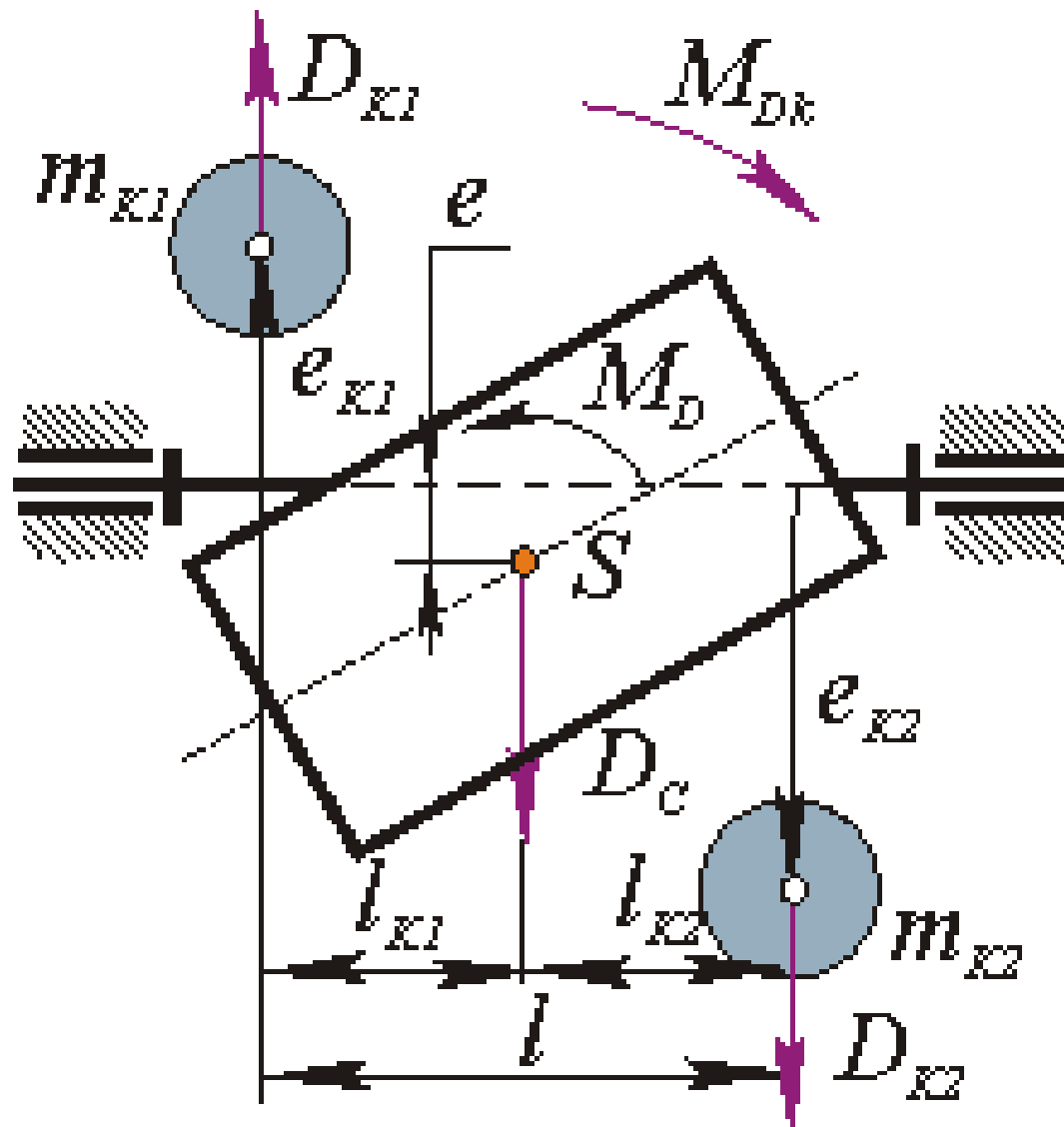
Направление вектора D_k противоположно направлению D_c .

Моментная неуравновешенность



Необходимо уравновесить только момент дисбалансов M_D . Для этого достаточно разместить на роторе две одинаковых корректирующих массы m_k на равных расстояниях от оси вращения e_k и от центра масс $S - L_k$. Массы выбираются и размещаются так, чтобы момент их дисбалансов M_{Dk} был по величине равен, а по направлению противоположен моменту дисбалансов ротора M_D :

Динамическая неуравновешенность



Необходимо уравновесить вектор Dc и момент дисбалансов M_D . Для этого достаточно разместить на роторе две корректирующих массы m_{k1} и m_{k2} на расстояниях от оси вращения $ek1$ и $ek2$, а от центра масс S , соответственно на $lk1$ и $lk2$. Массы выбираются и размещаются так, чтобы момент их дисбалансов M_{Dk} был по величине равен, а по направлению противоположен моменту дисбалансов ротора M_D :

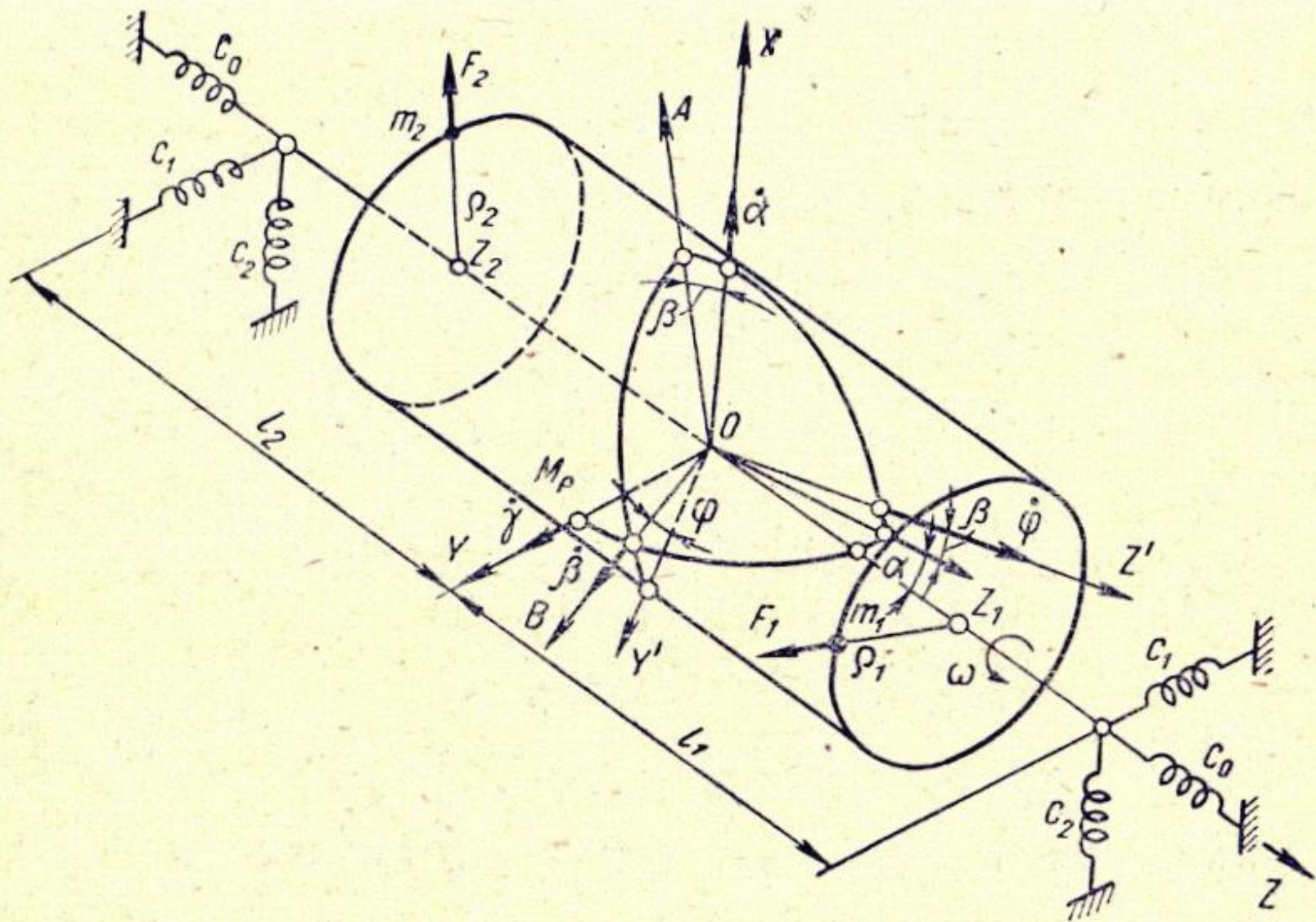


Рис. 6.6. Динамическая схема неуравновешенного ротора на подвижных опорах

- 1) общие требования к подвижным опорам;
- 2) наивыгоднейшие кинематические схемы опор;
- 3) требования к конструктивным элементам опор;
- 4) места замера колебаний механической системы.

Пусть ротор с массой M_p , экваториальным моментом инерции $I_{px} = I_{py} = I_p$ и полярным моментом инерции $J_z = J_p$ подвешен на пружинах с жесткостями c_0, c_1, c_2 (рис. 6.6).

В данном случае колебания ротора с достаточной степенью точности можно считать малыми.

Рассмотрим уравнения движения ротора только под воздействием силы F_1 . Они имеют следующий вид:

$$M_p \ddot{z}_0 + 2c_0 z_0 = 0;$$

$$M_p \ddot{x}_0 + 2c_2 x_0 + c_2 (l_2 - l_1) \gamma = F_1 \sin \omega t;$$

$$M_p \ddot{y}_0 + 2c_1 y_0 + c_1 (l_2 - l_1) \alpha = F_1 \cos \omega t;$$

$$I_p \ddot{\gamma} - I_p \omega \dot{\alpha} + c_2 (l_2 - l_1) x_0 + c_2 (l_1^2 + l_2^2) \gamma = F_1 z_1 \sin \omega t;$$

$$I_p \ddot{\alpha} + J_p \omega \dot{\gamma} + c_1 (l_2 - l_1) y_0 + c_1 (l_1^2 + l_2^2) \alpha = F_1 z_1 \cos \omega t.$$

Для роторов гироскопов обычно $l_1 \approx l_2 = l$. Тогда

$$M_p \ddot{z}_0 + 2c_0 z_0 = 0;$$

$$M_p \ddot{x}_0 + 2c_2 x_0 = F_1 \sin \omega t;$$

$$M_p \ddot{y}_0 + 2c_1 y_0 = F_1 \cos \omega t;$$

$$I_p \ddot{\gamma} - J_p \omega \dot{\alpha} + 2c_2 l^2 \gamma = F_1 z_1 \sin \omega t;$$

$$I_p \ddot{\alpha} + J_p \omega \dot{\gamma} + 2c_1 l^2 \alpha = F_1 z_1 \cos \omega t.$$

Частные решения уравнений следующие:

$$x_0 = \frac{m_1 \rho_1 \omega^2}{2c_2 - M_p \omega^2} \sin(\omega t - \varphi);$$

$$y_0 = \frac{m_1 \rho_1 \omega^2}{2c_1 - M_p \omega^2} \cos(\omega t - \varphi);$$

$$\gamma = \frac{m_1 \rho_1 \omega^2 z_1 [2c_1 l^2 - \omega^2 (I_p + J_p)]}{(2c_2 l^2 - I_p \omega^2) (2c_1 l^2 - I_p \omega^2) - J_p^2 \omega^4} \sin(\omega t - \psi);$$

$$\alpha = - \frac{m_1 \rho_1 \omega^2 z_1 [2c_2 l^2 - \omega^2 (I_p + J_p)]}{(2c_2 l^2 - I_p \omega^2) (2c_1 l^2 - I_p \omega^2) - J_p^2 \omega^4} \cos(\omega t - \psi).$$

Собственные частоты колебаний системы будут

$$\omega_0^2 = \frac{2c_0}{M_p} ; \quad \omega_x^2 = \frac{2c_2}{M_p} ; \quad \omega_y^2 = \frac{2c_1}{M_p} ;$$

$$\omega_{y,\alpha}^2 = \frac{2l^2 \left[I_p (c_1 + c_2) \pm \sqrt{I_p^2 (c_2 - c_1)^2 + 4c_1 c_2 J_p^2} \right]}{I_p^2 - J_p^2} .$$

Колебания любой точки оси ротора в плоскости YOZ можно определить из следующего выражения:

$$y = y_0 + \alpha z,$$

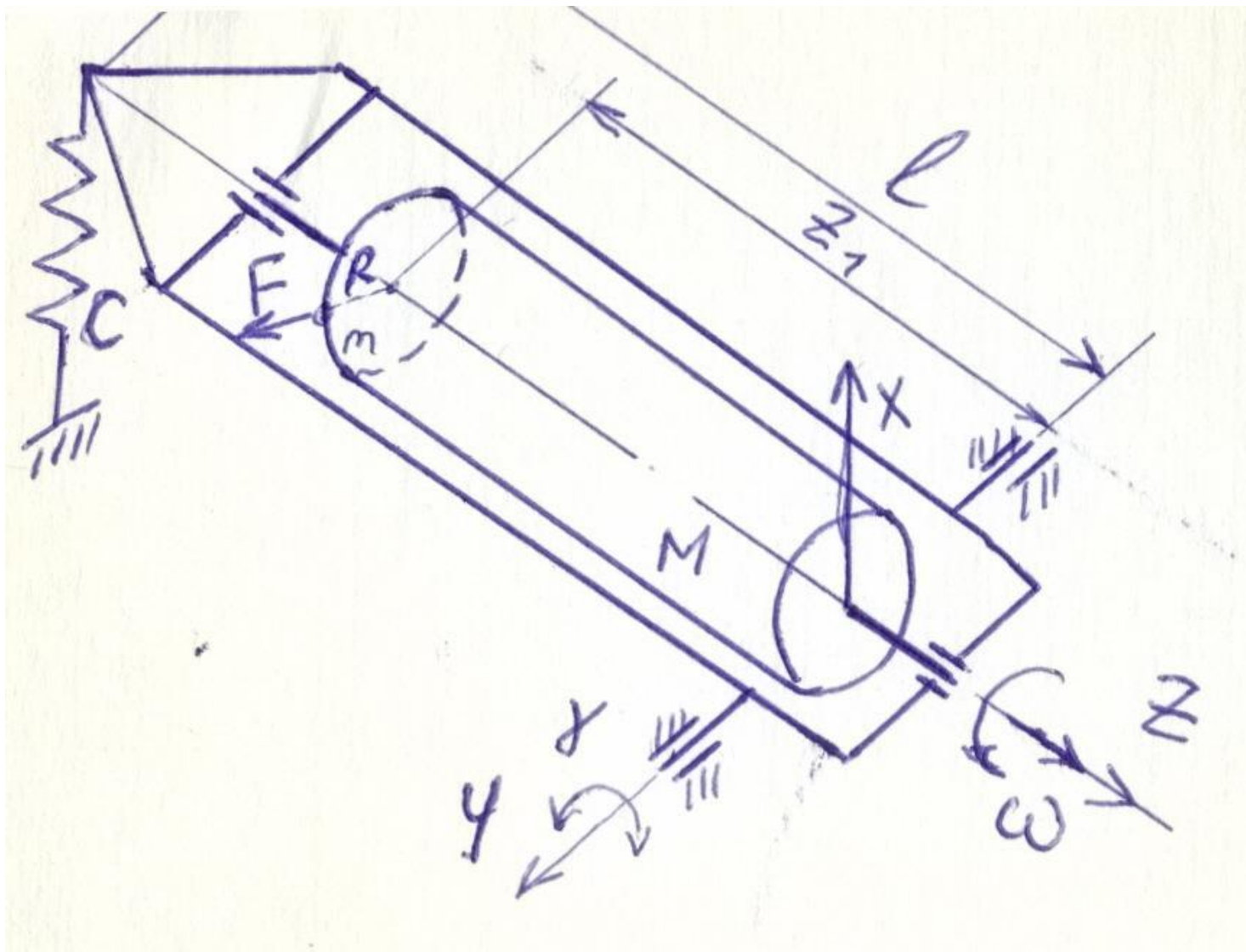
где z — расстояние от центра массы до точки, колебания которой определяем.

Подставив в это выражение значения y_0 и α из формул (6.8) и (6.10), получим при $\varphi = \psi$ уравнение для определения колебаний оси ротора по параметрам ротора, механической системы и точки расположения неуравновешенной массы

$$y = m_1 \rho_1 \omega^2 \left\{ \frac{1}{2c_1 - M_p \omega^2} - \frac{z_1 [2c_2 l^2 - \omega^2 (I_p + J_p)] z}{(2c_2 l^2 - I_p \omega^2) (2c_1 l^2 - I_p \omega^2) - J_p^2 \omega^4} \right\} \times \times \cos(\omega t - \varphi). \quad (6.11)$$

Из формулы (6.11) видно, что по колебаниям любой точки оси, кроме точки, где $y = 0$, можно определить величину неурав-

Схема подвеса с одной степенью свободы, позволяющего устранить взаимное влияние плоскостей коррекции



$$J\ddot{y} + c l^2 \dot{y} = \underline{m R \omega^2 z_1} \sin \omega t$$

частное решение
уравнения ищем в форме
правой части:

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

$$\dot{y} = \gamma \omega \cos \omega t,$$

$$\ddot{y} = -\gamma \omega^2 \sin \omega t,$$

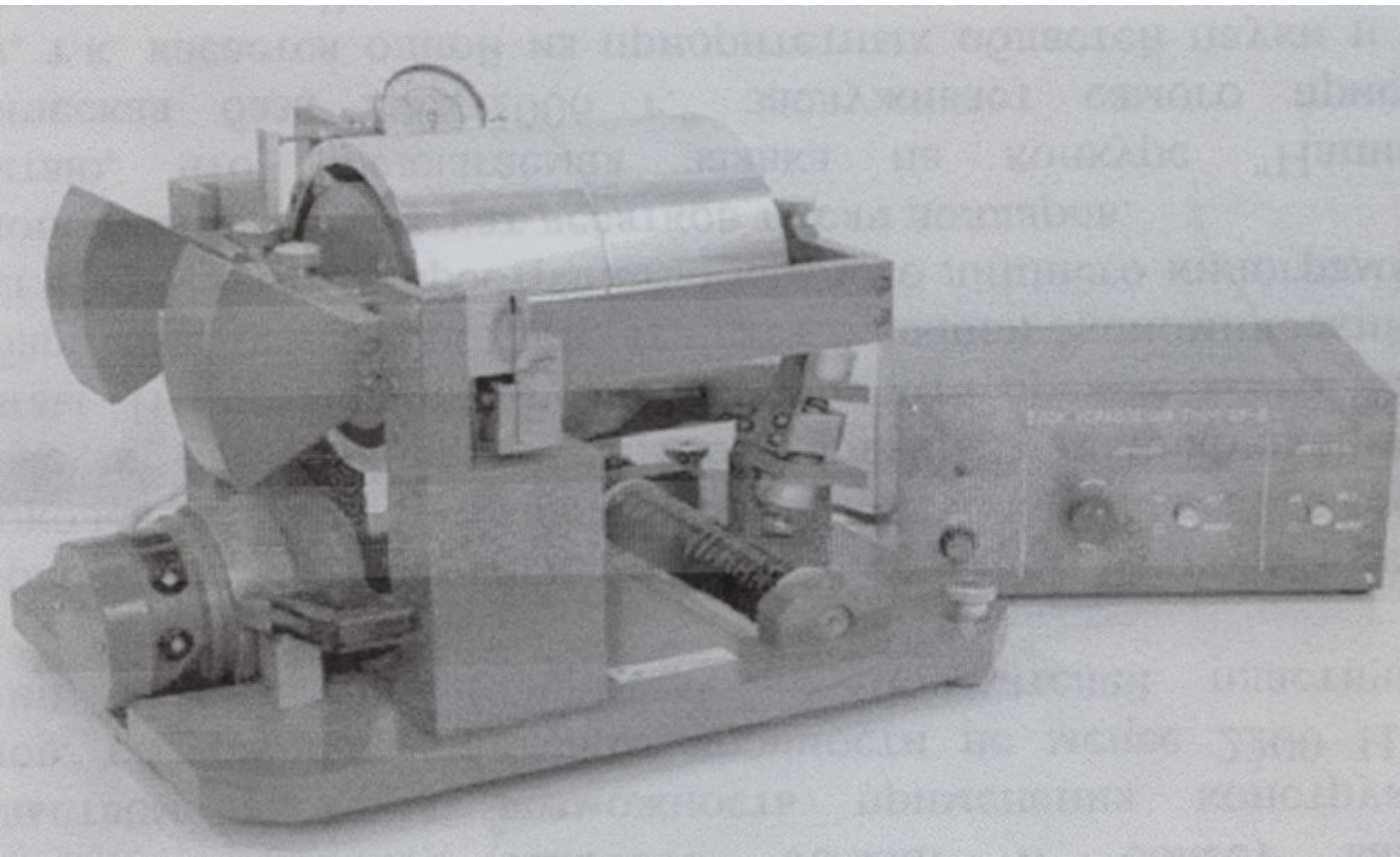
$$-J \gamma \omega^2 \sin \omega t + c l^2 \gamma \sin \omega t = m R \omega^2 z_1 \sin \omega t$$

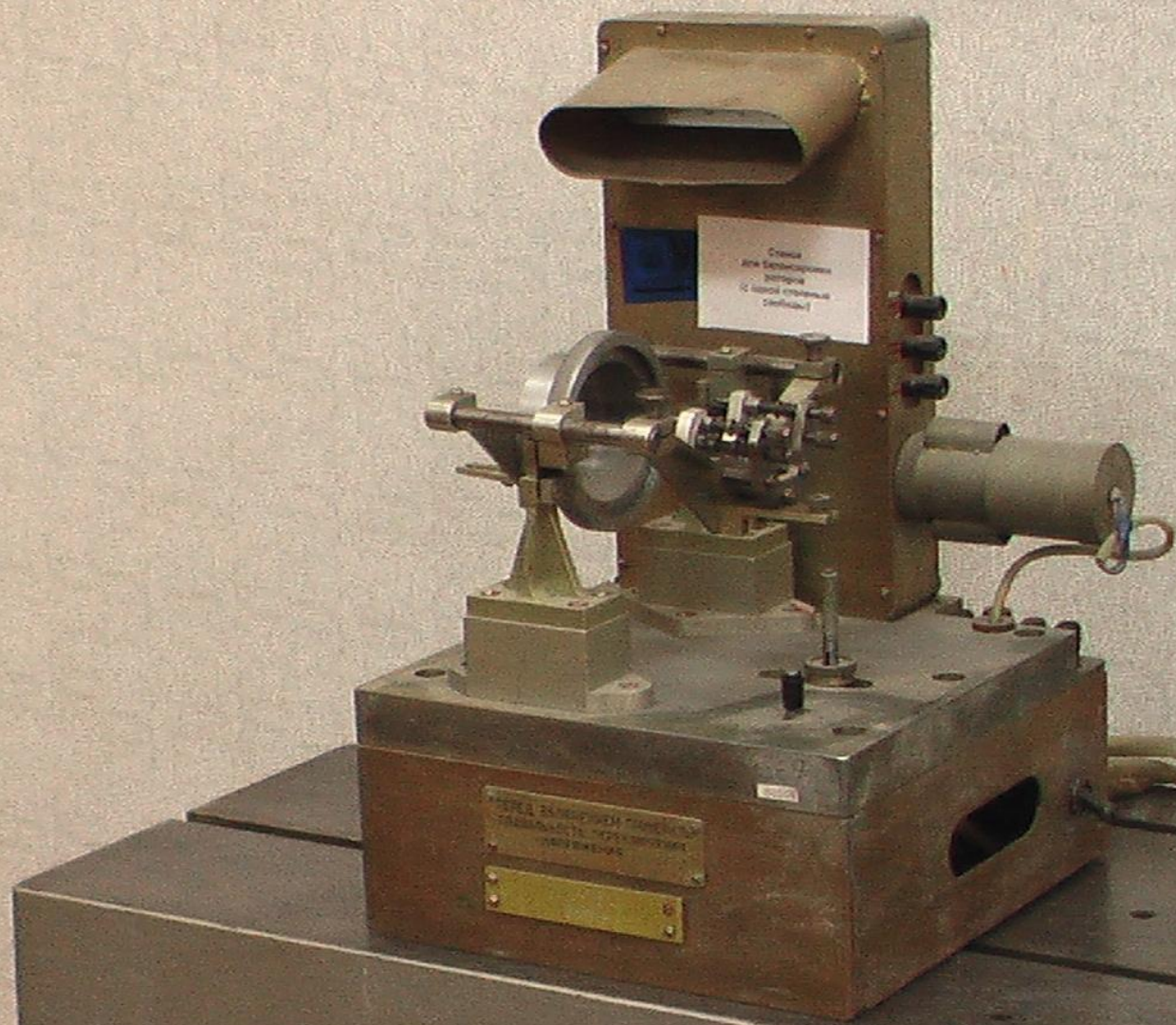
отсюда

$$\gamma = \frac{m R \omega^2 z_1}{c l^2 - J \omega^2} \sin \omega t$$

собственная частота
системы $\omega_s^2 = \frac{c l^2}{J}$

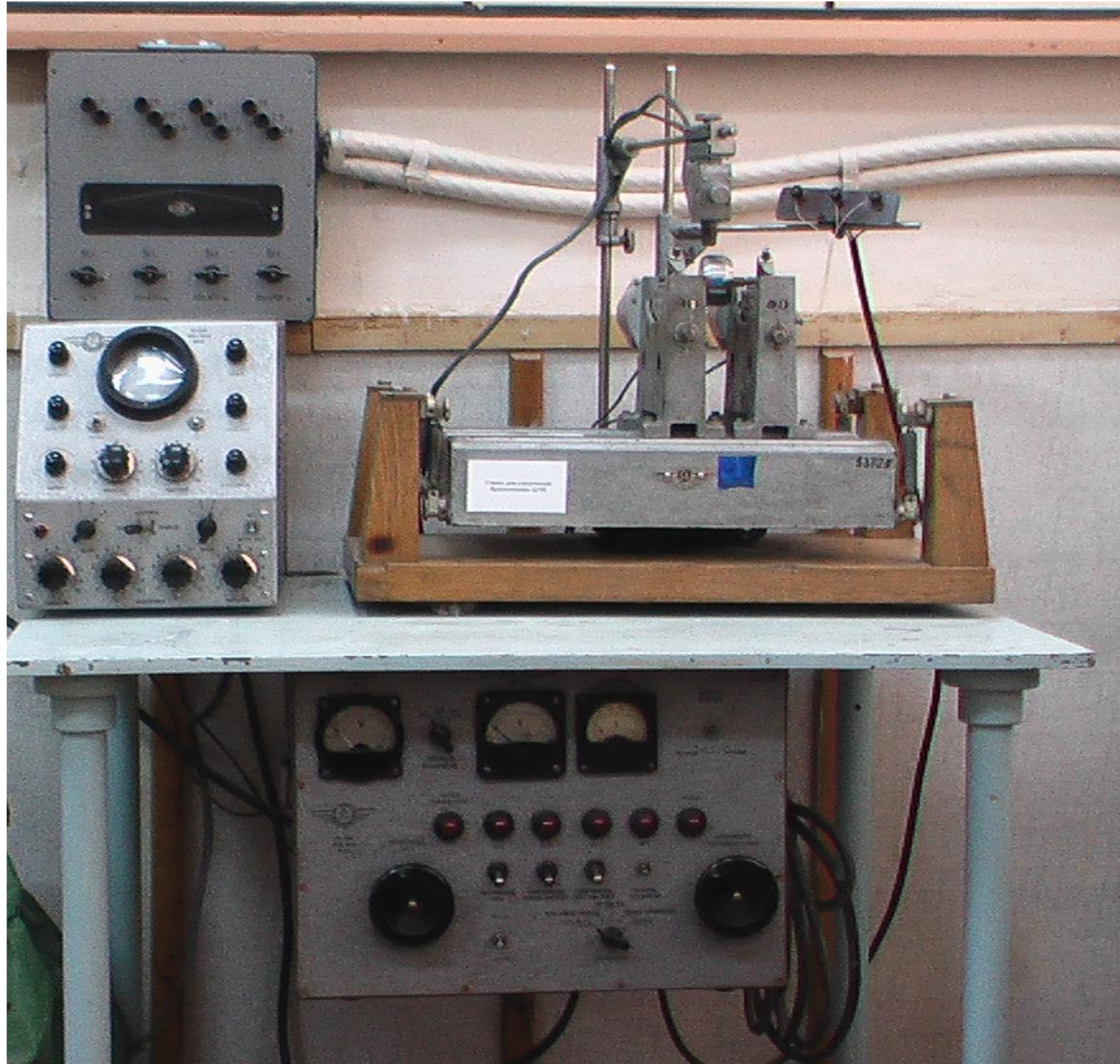
Балансировочный станок с механическим разделением плоскостей балансировки





Сила
и деформация
в процессе
сжатия образца
с использованием
датчика

Универсальный испытательный
аппарат с гидравлическим приводом
и датчиком силы



**Мера безопасности при работе
на балансировочном станке А11 М**

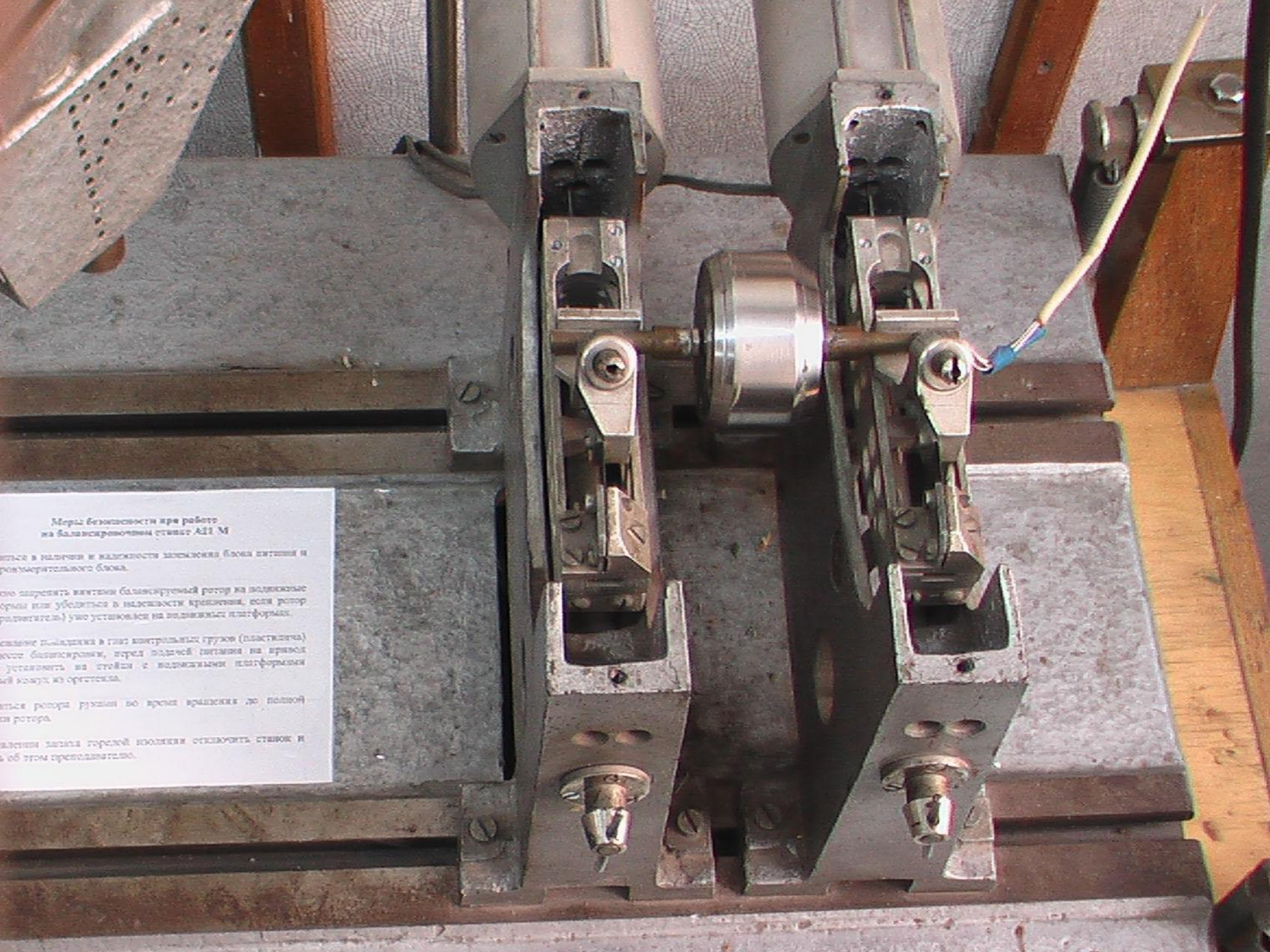
Перед началом работы необходимо проверить наличие и надежность заземления блока питания и контрольного блока.

Не разрешается вращать балансировочный ротор на подвижные опоры или убедиться в надежности крепления, если ротор (двигатель) уже установлен на подвижные платформы.

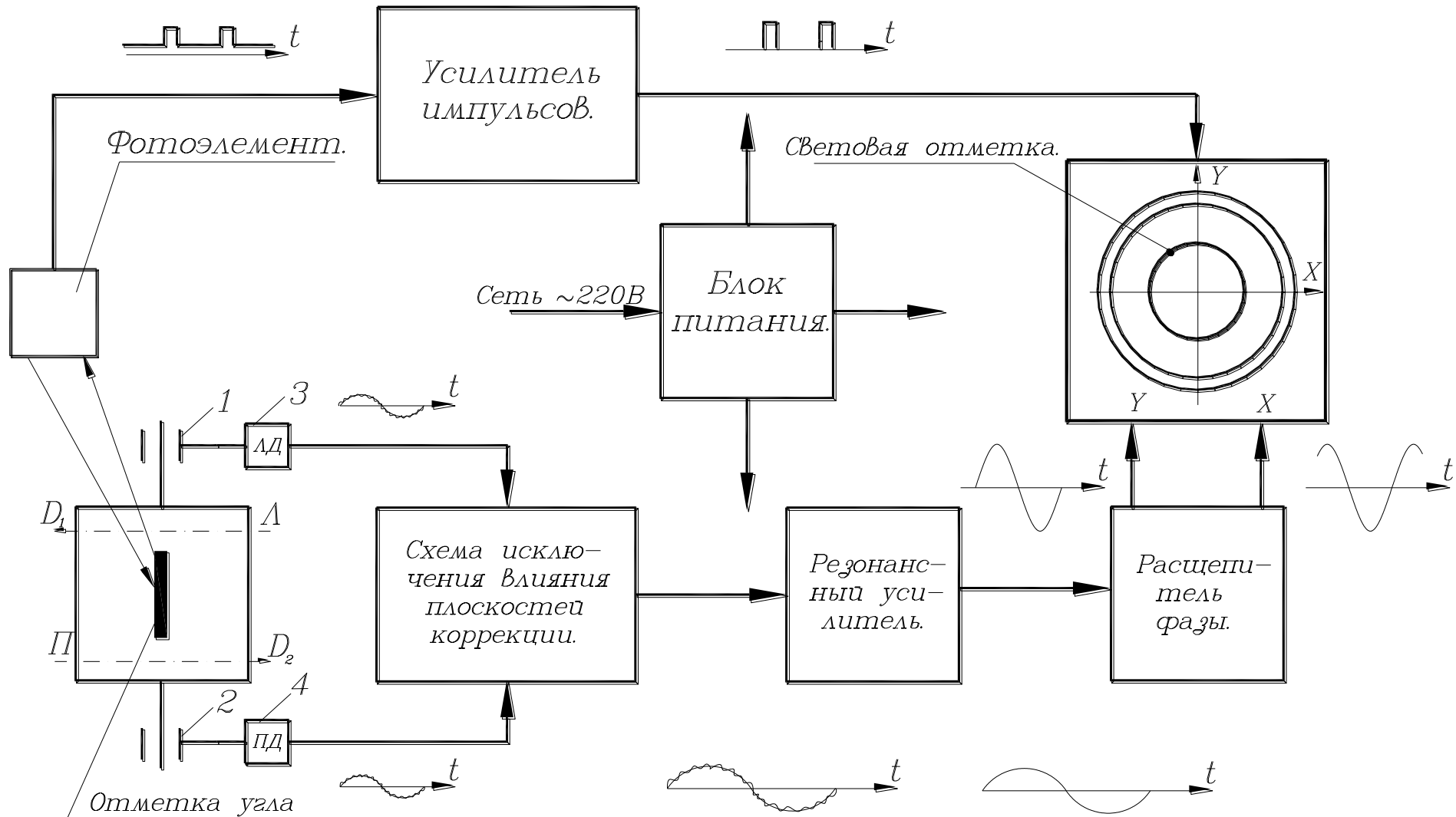
При установке в штат контрольных грузов (пластичка) вместе с балансиром, перед подачей питания на привод установить на стойки с подвижными платформами конусы из оргстекла.

При вращении ротора ротором во время вращения до полной остановки ротора.

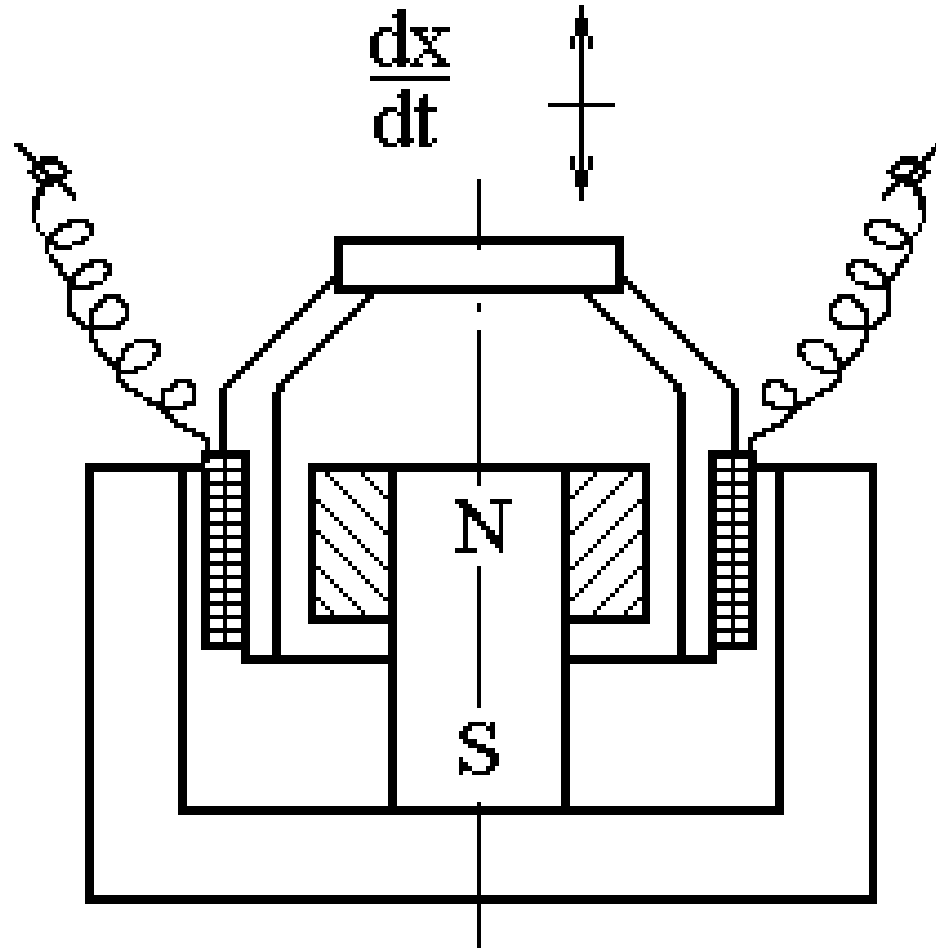
При возникновении запаха горелой изоляции отключить станок и сообщить об этом преподавателю.



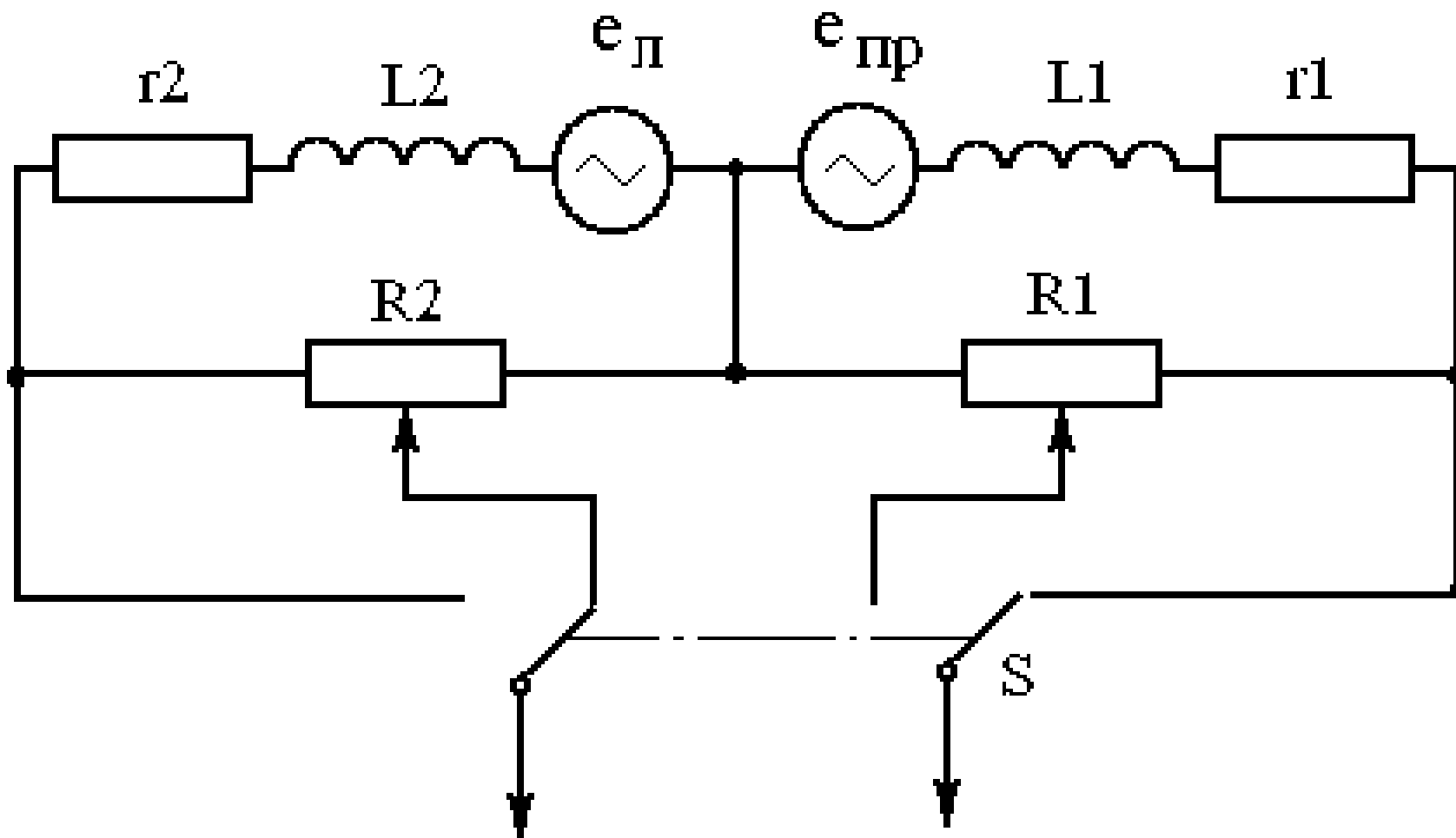
Функциональная схема балансировочного станка А-21М



Датчик вибрации магнитоэлектрический



Потенциометрическая схема исключения влияния плоскостей уравновешивания





**Российское авиационно-космическое агентство
ФГУП «Конструкторское бюро химавтоматики»**

Технические характеристики

- Диапазон масс роторов, кг 0,05 - 100
- Максимальный диаметр, мм 850
- Максимальная длина, мм 1650
- Предельная точность балансировки, мкм 0,2

Многолетний опыт ФГУП КБХА по динамической балансировке роторов, обеспеченность отработанными методиками и технологиями балансировки различных типов роторов, высококвалифицированным персоналом и высокоточными станками фирмы SCHENCK, позволят удовлетворить все возможные пожелания Заказчика.



ФГУП КБХА

Россия,

г. Воронеж, 394006,

ул. Ворошилова, 22

Тел.: (0732) 34-65-83,

(095) 251-29-92

Факс: (0732) 76-84-40,

(095) 251-44-49

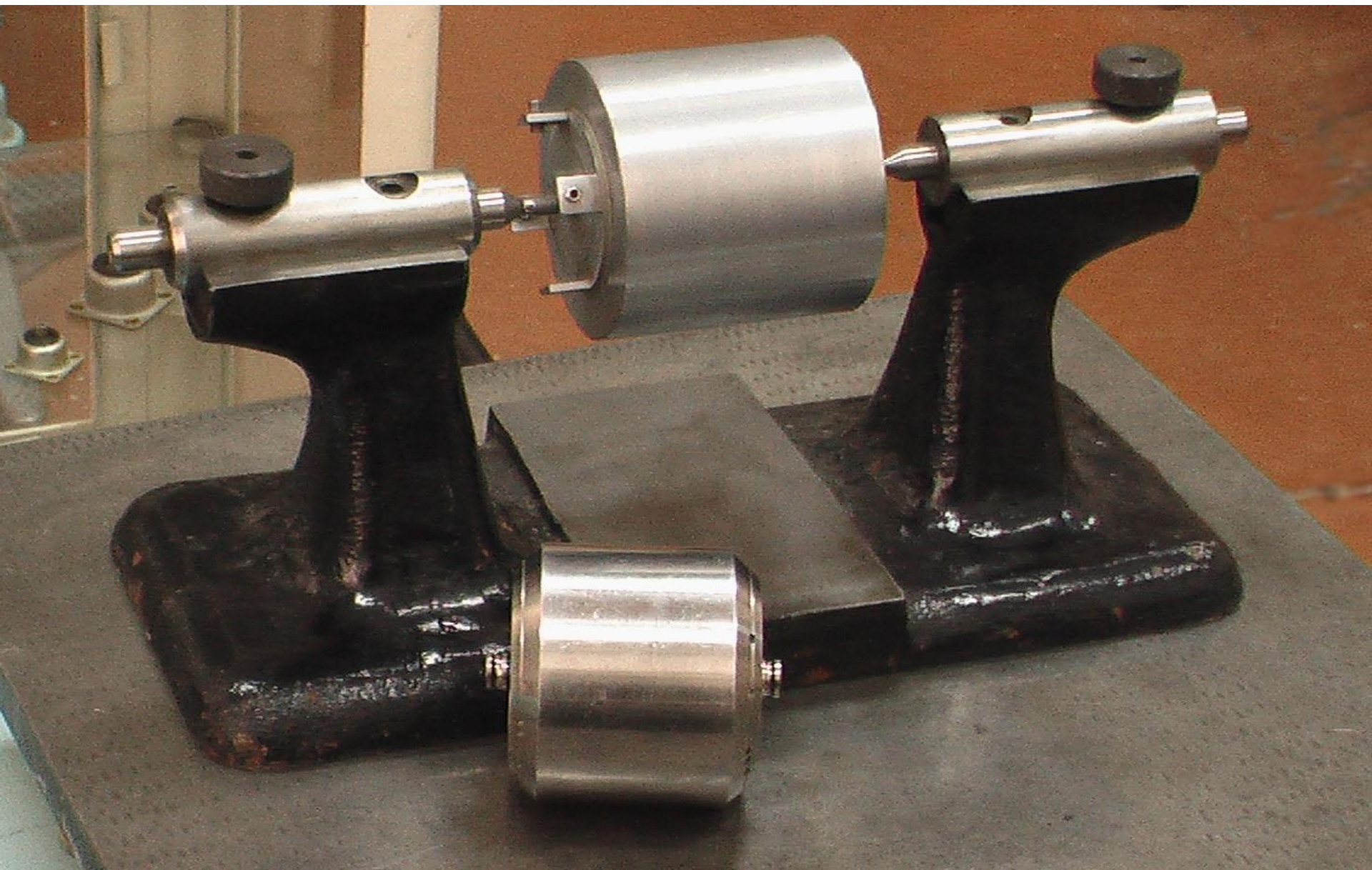
e-mail: cadb@comch.ru

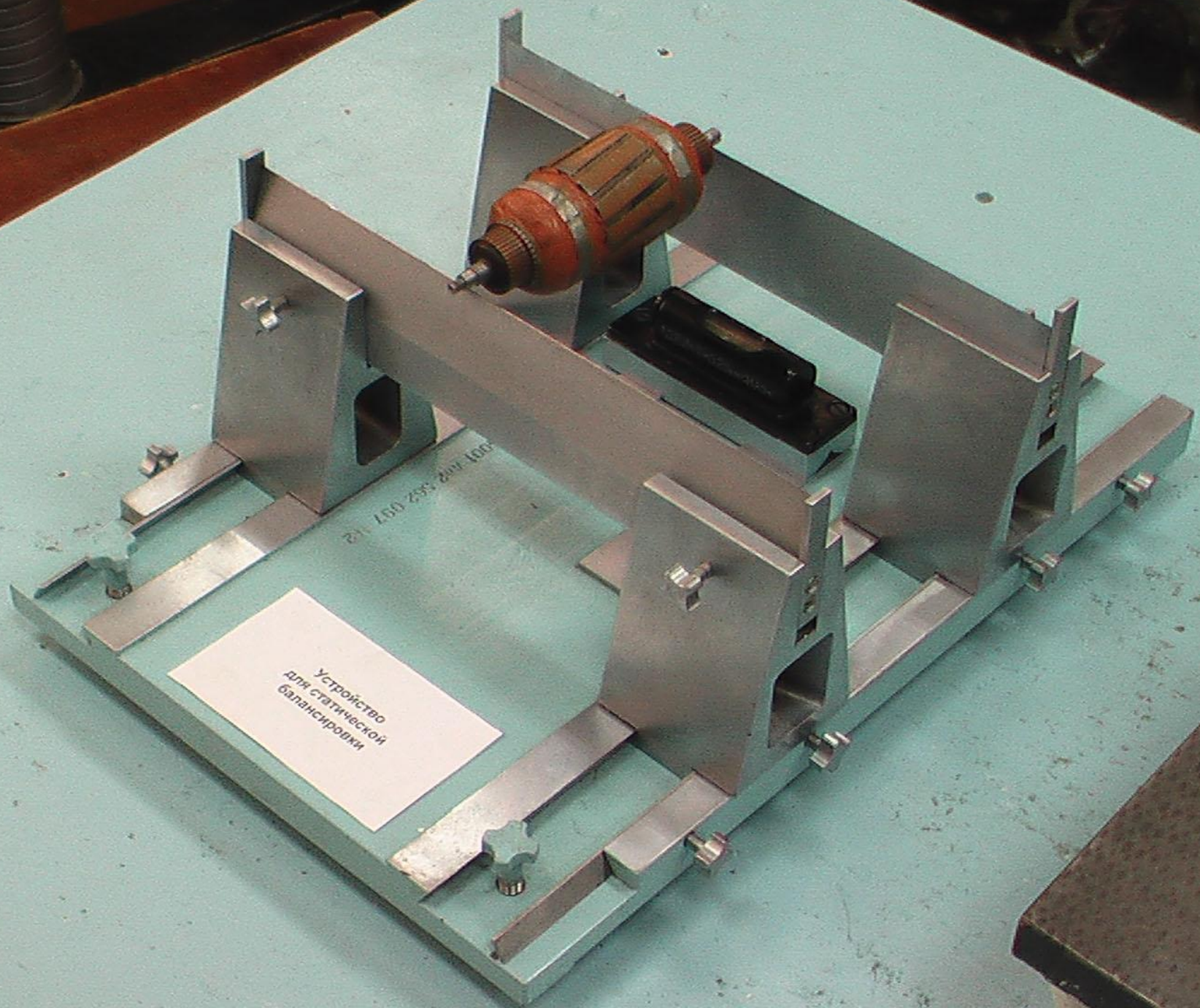
<http://www.kbkha.ru>





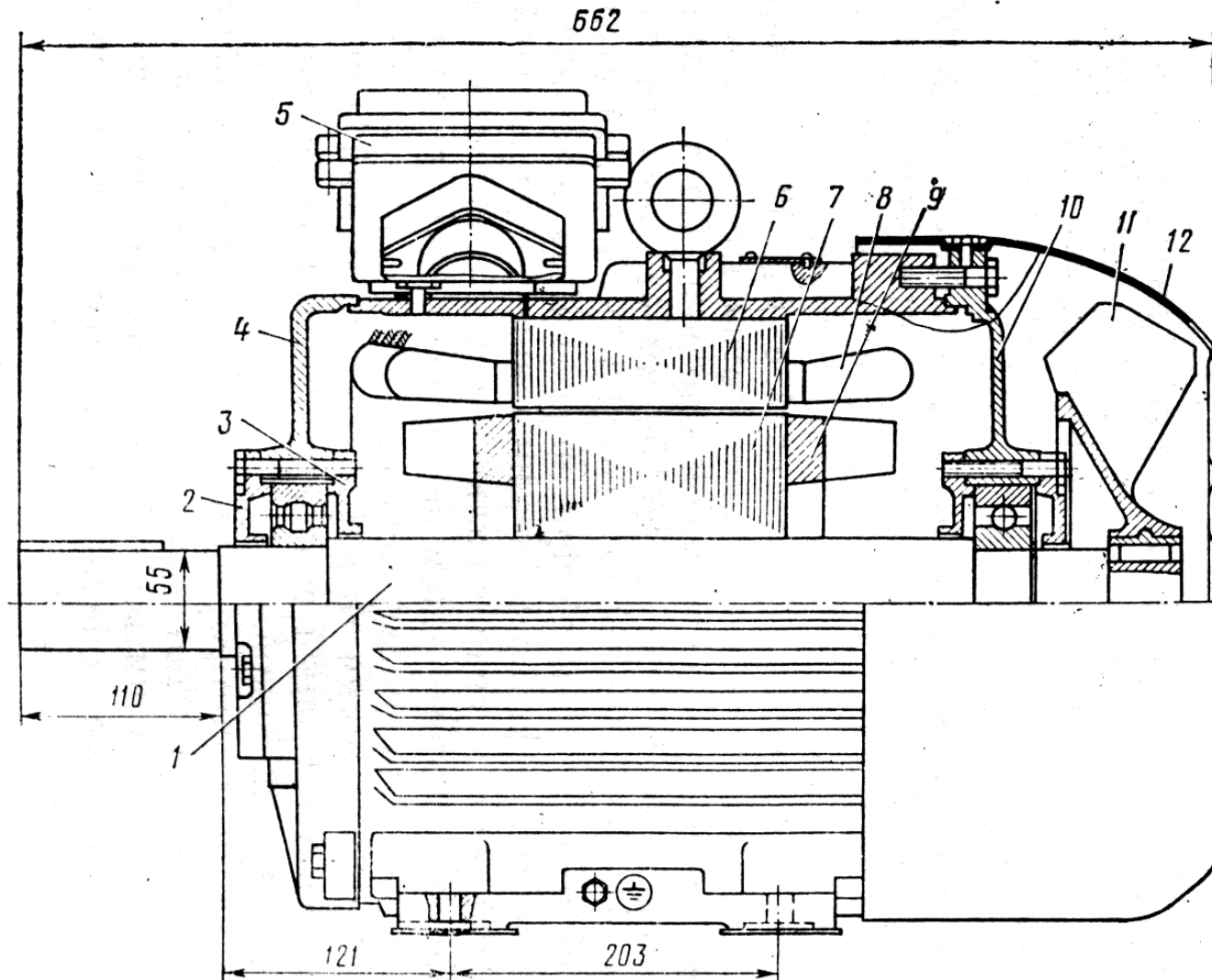


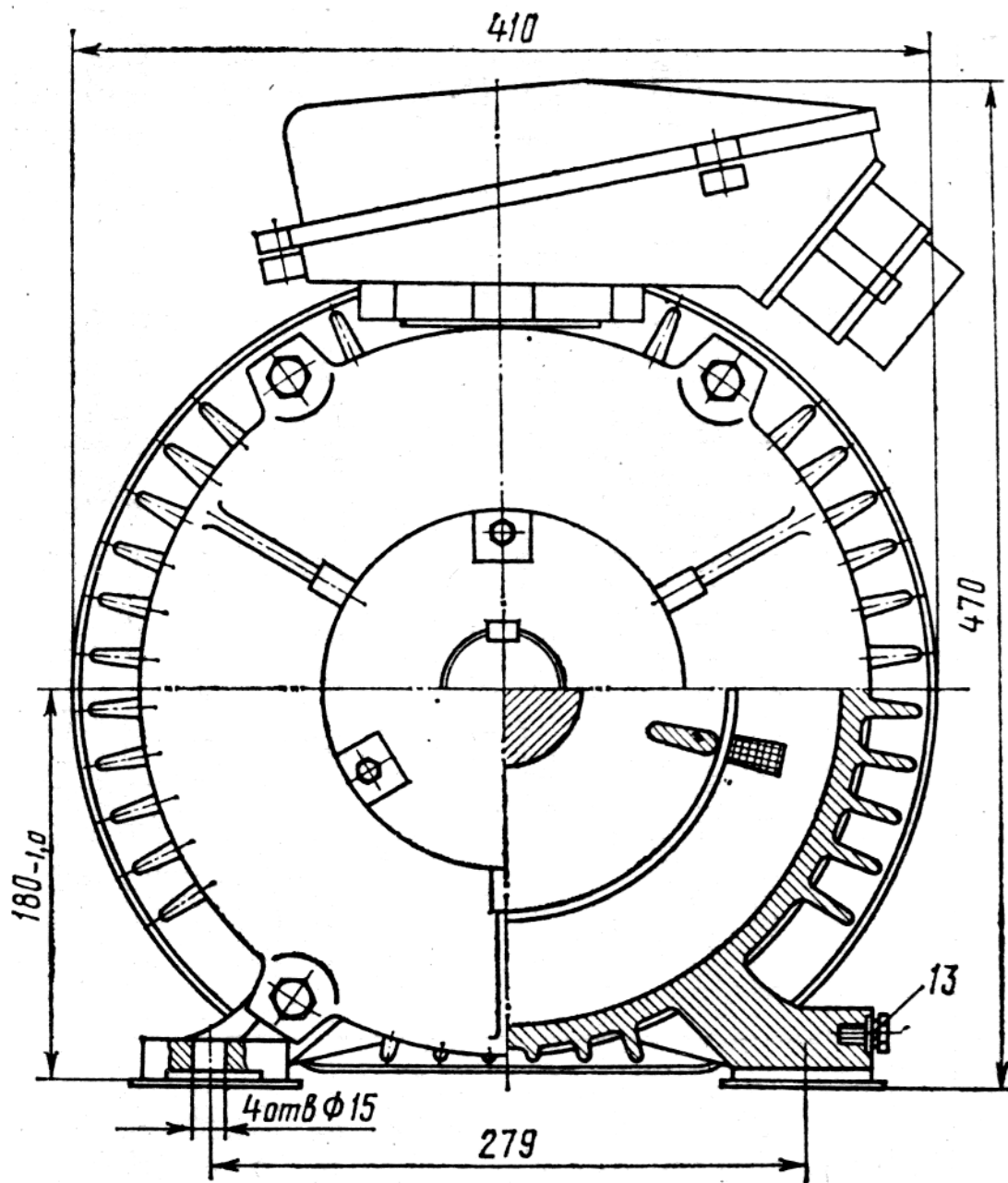




Устройство
для статической
балансировки

Общий вид асинхронного электродвигателя





Коваль Алексей

Выпускник кафедры 1980 г.

- диплом с отличием.

Живет и работает в Канаде (Торонто).

Специалист в области вибродиагностики и балансировки роторных систем.

