

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

Тема: Исследование динамических реакций опорных подшипников вращающегося тела

1. Цели лабораторной работы:

1.1. Демонстрация статической и динамической уравновешенности ротора.

1.2. Демонстрация статической и динамической неуравновешенности ротора.

1.3. Экспериментальное определение динамических реакций опорных подшипников ротора в случае его статической неуравновешенности.

1.4. Экспериментальное определение динамических реакций опорных подшипников ротора в случае его динамической неуравновешенности.

2. Задачи лабораторной работы:

2.1. Приобретение практических навыков по демонстрации статической и динамической уравновешенности и неуравновешенности ротора.

2.2. Приобретение практических навыков по определению динамических реакций опор ротора в случаях его статической и динамической неуравновешенности.

2.3. Овладение методиками экспериментального исследования и обработки полученных результатов.

3. Основные понятия теории динамического уравновешивания роторов

3.1. *Ротор* – твердое тело неизменяемой формы, которое может вращаться с угловой скоростью ω и угловым ускорением ε вокруг своей оси. Примеры: турбина, компрессор в авиадвигателе, коленчатый вал в двигателе внутреннего сгорания, гироскоп, центрифуга и т.д.

3.2 Реакции опор ротора

Ротор может быть нагружен некоторой системой сил: сила тяжести ротора, силы давления воздуха на лопатки компрессора, электромагнитные силы, действующие на обмотки ротора электродвигателя и т. д.

Реакции опор A и B , вызываемые такими силами, называются **статическими реакциями** независимо от того, вращается ротор или нет.

Если ротор вращается, то каждая его частица имеет ускорение и, следовательно, силу инерции. Система сил инерции частиц ротора также создает реакции опор, которые называются **динамическими реакциями**. Такое название связано с тем, что эти реакции вызваны движением, то есть динамикой ротора.

Векторная сумма статической и динамической реакций на каждой опоре дает так называемые **полные реакции** опор.

3.3 Дисбаланс.

В курсе теоретической механики доказывается, что тело любой формы имеет как минимум три главных центральных оси инерции. Главная центральная ось инерции (ГЦОИ) – прямая, проходящая через центр масс тела и обладающая тем свойством, что при вращении тела вокруг нее не возникают динамические реакции опор. Если тело имеет ось геометрической симметрии, то она одновременно является ГЦОИ. Например, ось однородного диска, проходящая через его центр перпендикулярно его плоскости, является ГЦОИ. В случае, когда ГЦОИ параллельна оси вращения тела и находится от нее на расстоянии e , (см. рис.3.1), то при вращении диска массой m с постоянной угловой скоростью ω возникает главный вектор сил инерции $R^{\text{ин}} = me\omega^2$, приведенный к началу координат O . Он вызывает динамические реакции опор \bar{N}_1 и \bar{N}_2 . Сила $\bar{R}^{\text{ин}}$ является неуравновешенной силой инерции и ее принято называть **статической неуравновешенностью**, а прямо влияющие на ее величину параметры: e, me , или mge (где $g=9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести) можно считать мерами статической неуравновешенности тела. В технической литературе чаще всего используется последний вариант

$$\Delta_c = m \cdot g \cdot e, \quad (3.1)$$

который имеет название «*статический дисбаланс*». При этом значение e иногда называют линейным дисбалансом.

Возможен случай, когда диск насажен так, что его центр лежит на оси вращения Oz , а ГЦОИ отклонена от нее на угол α (см. рис.3.2).

В этом случае рассматривают две половины диска, разделенные осью Ox , перпендикулярной оси вращения. Равнодействующие сил инерции $\bar{\Phi}$ и $-\bar{\Phi}$ каждой половины равны друг другу по величине, противоположны по направлению и разнесены вдоль оси вращения на некоторое расстояние, т. е. образуют пару сил. Момент этой пары главный момент сил инерции $M_x^{ин}$ – является неуравновешенным моментом и вызывает динамические реакции опор \bar{N} и $-\bar{N}$, также образующие пару сил. Момент $M_x^{ин}$ принято называть *динамической неуравновешенностью*. Можно показать, что при $\omega = \text{const}$

$$M_x^{ин} = J_{yz} \cdot \omega^2, \quad (3.2)$$

а порождающие ее параметры α и J_{yz} можно принять в качестве меры динамической неуравновешенности.

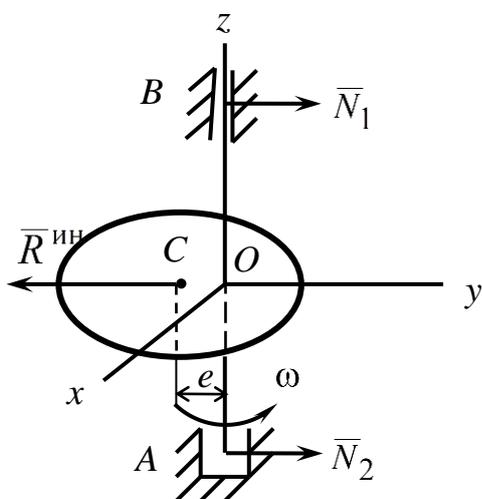


Рис. 3.1. Тонкий однородный круговой диск со статическим дисбалансом

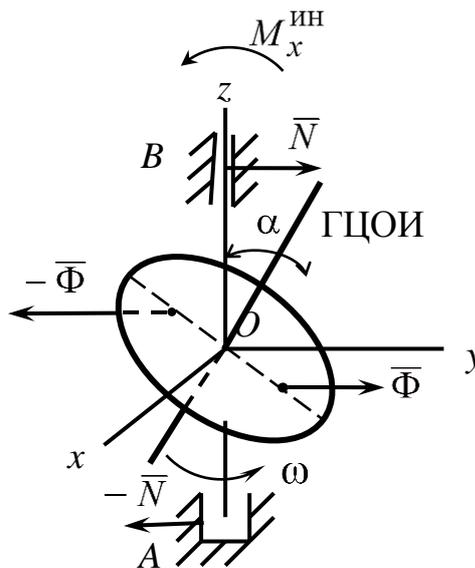


Рис. 3.2. Тонкий однородный круговой диск с динамическим дисбалансом

В технической литературе используется связанная с этими параметрами величина

$$\Delta_{\partial} = g \cdot \frac{J_{yz}}{e}, \quad (3.3)$$

которая называется **«динамический дисбаланс»**. При этом угол α иногда называют угловым дисбалансом. Размер e назначается конструктивно (это может быть расстояние между опорами ротора, плоскостями крепления балансировочных грузов и другое). Такой выбор меры динамической неуравновешенности обусловлен удобством сравнения влияния на динамику ротора двух видов неуравновешенности, так как величины статического (3.1) и

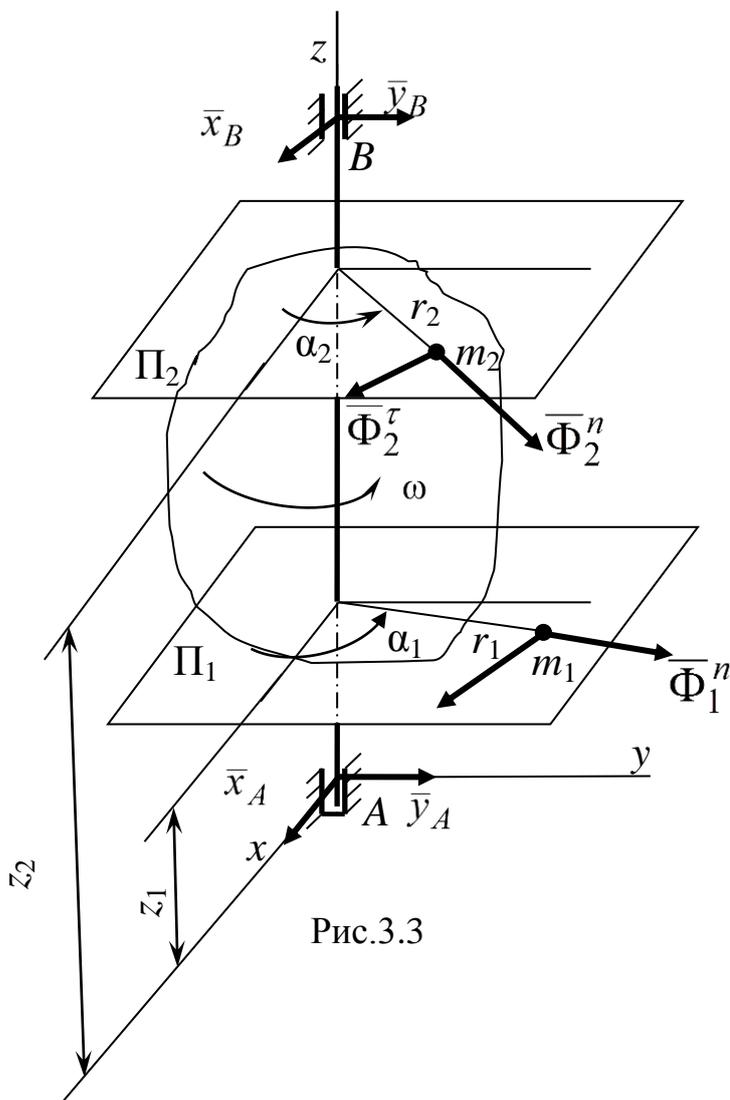


Рис.3.3

динамического (3.3) дисбалансов имеют одинаковую размерность $\text{кг}\cdot\text{м}^2\cdot\text{с}^{-2}$.

Пусть изображенные на рис. 3.1 и 3.2 – тонкие однородные круговые диски имеют равные массы $m=3,27$ кг и радиусы $r=0,2$ м. Расстояния $AO=0,5$ м, $OB=0,3$ м, $e=0,1$ мм = 10^{-4} м и угол $\alpha=0,02$ рад. Диски вращаются равномерно с угловой скоростью, соответствующей $n=30000$ об/мин. Тогда путем несложных вычислений можно показать, что $\Delta_c \approx 0,00321 \text{ кг}\cdot\text{м}^2\cdot\text{с}^{-2}$, $R^{\text{ин}} = 3224$ Н, $N_1 = 2015$ Н, $N_2 = 1209$ Н и $\Delta_\delta = 0,00802$ $\text{кг}\cdot\text{м}^2\cdot\text{с}^{-2}$, $M_x^{\text{ин}} = 6448$ Нм, $N = 8060$ Н. Здесь при

вычислении значения динамического дисбаланса Δ_δ по формуле (3.3) принято $l = AB = 0,8$ м.

Если диск не имеет линейного и углового дисбалансов, то динамические реакции равны нулю и диск является **уравновешенным**. Тело произвольной формы также может оказаться уравновешенным. При изготовлении любого ротора из-за случайных неоднородностей материалов и погрешностей обработки при

выполнении геометрических размеров, изготовленный ротор обязательно оказывается неуравновешенным.

3.4. Эквивалентный дисбаланс.

Неуравновешенный ротор с произвольным дисбалансом вызывает все возможные динамические реакции опор $\bar{x}_A, \bar{y}_A, \bar{x}_B, \bar{y}_B$ показанные на рисунке 3.3. В направлении оси Az динамическая реакция равна нулю, т.к. силы инерции всех частиц ротора лежат в плоскостях вращения частиц, т.е. перпендикулярны оси вращения.

Такой ротор заменяют эквивалентной схемой, включающей в себя:

- уравновешенный ротор с теми же геометрическими размерами, массой, осевыми моментами инерции и центром масс, лежащим на оси Az ;
- две точечные массы m_1 и m_2 , закрепленные на роторе, расположенные в плоскостях Π_1, Π_2 , перпендикулярных оси Az и имеющие координаты $m_1(r_1, \alpha_1, z_1), m_2(r_2, \alpha_2, z_2)$ во вращающейся вместе с ротором системе координат $Axyz$.

Эти массы имитируют дисбаланс реального ротора и называются *эквивалентным дисбалансом ротора*.

Критерием эквивалентности является одинаковость динамических реакций опор реального ротора и его эквивалентной схемы.

При его вращении на каждой массе возникает тангенциальная $(\bar{\Phi}_1^\tau, \bar{\Phi}_2^\tau)$ и нормальная $(\bar{\Phi}_1^n, \bar{\Phi}_2^n)$ силы инерции:

$$\Phi_1^n = m_1 \omega^2 r_1; \Phi_1^\tau = m_1 \varepsilon r_1; \Phi_2^n = m_2 \omega^2 r_2; \Phi_2^\tau = m_2 \varepsilon r_2. \quad (3.4)$$

Таким образом, условия эквивалентности имеют вид уравнений равновесия:

$$\begin{aligned} x: X_A + X_B + \Phi_1^n \cos \alpha_1 + \Phi_2^n \cos \alpha_2 + \Phi_1^\tau \sin \alpha_1 + \Phi_2^\tau \sin \alpha_2 &= 0; \\ y: Y_A + Y_B + \Phi_1^n \sin \alpha_1 + \Phi_2^n \sin \alpha_2 - \Phi_1^\tau \cos \alpha_1 - \Phi_2^\tau \cos \alpha_2 &= 0; \\ m_x: -Y_B \cdot AB - \Phi_1^n \sin \alpha_1 z_1 - \Phi_2^n \sin \alpha_2 \cdot z_2 + & \\ + \Phi_1^\tau \cos \alpha_1 \cdot z_1 + \Phi_2^\tau \cos \alpha_2 \cdot z_2 &= 0 \\ m_y: X_B \cdot AB + \Phi_1^n \cos \alpha_1 \cdot z_1 + \Phi_2^n \cos \alpha_2 \cdot z_2 + & \\ + \Phi_1^\tau \sin \alpha_1 \cdot z_1 + \Phi_2^\tau \sin \alpha_2 \cdot z_2 &= 0. \end{aligned} \quad (3.5)$$

3.5. Динамическое уравновешивание ротора

Чем больше величины реакций опор, тем ниже долговечность опорных подшипников. Кроме того, реакции опор вызывают вибрацию корпуса, в котором опоры закреплены и это тоже обычно считается вредным явлением. Снижение реакций опор ротора является важной научно – технической задачей, а мероприятия по ее решению являются составной частью технологии при производстве двигателей, приборов и других конструкций, содержащих роторы и называются динамическим уравниванием ротора. При решении этой задачи следует иметь в виду, что статические реакции не устранимы, так как вызваны силами, присутствие которых в работающей машине является обязательным и вызвано самой конструкцией машины. Снизить и даже почти полностью устранить можно только динамические реакции.

Очевидно, что реальный ротор будет уравновешен, если к нему прикрепить две массы m_3, m_4 , равные по величине массам m_1, m_2 и расположенные в плоскостях Π_1, Π_2 диаметрально противоположно им. Однако задача динамического уравнивания осложняется тем, что у ротора реальной конструкции не в любом месте можно прикреплять массы m_3, m_4 . В связи с этим при конструировании ротора в его чертеж специально закладываются так называемые плоскости коррекции Π_3, Π_4 , в которых можно располагать массы m_3, m_4 , называемые **уравнивающими массами или балансировочными грузами**.

Теперь считаем, что, во-первых, имеются четыре массы – две массы эквивалентного дисбаланса и две уравнивающих массы и, во-вторых, после прикрепления к ротору уравнивающих масс он уравновешен, т.е. динамические реакции стали равны нулю. Учитывая эти соображения на основании (3.5), получаем формулы, справедливые для уравновешенного ротора

$$x: \Phi_1^n \cos \alpha_1 + \Phi_2^n \cos \alpha_2 + \dots + \Phi_4^n \cos \alpha_4 + \Phi_1^\tau \sin \alpha_1 + \Phi_2^\tau \sin \alpha_2 + \dots \\ \dots + \Phi_4^\tau \sin \alpha_4 = 0;$$

$$y: \Phi_1^n \sin \alpha_1 + \Phi_2^n \sin \alpha_2 + \dots + \Phi_4^n \sin \alpha_4 - \Phi_1^\tau \cos \alpha_1 - \Phi_2^\tau \cos \alpha_2 - \dots \\ \dots - \Phi_4^\tau \cos \alpha_4 = 0;$$

$$m_x : -\Phi_1^n \sin \alpha_1 \cdot z_1 - \Phi_2^n \sin \alpha_2 \cdot z_2 - \dots - \Phi_4^n \sin \alpha_4 \cdot z_4 + \dots (3.6) \\ + \Phi_1^\tau \cos \alpha_1 \cdot z_1 + \Phi_2^\tau \cos \alpha_2 \cdot z_2 + \dots + \Phi_4^\tau \cos \alpha_4 \cdot z_4 = 0$$

$$m_y : \Phi_1^n \cos \alpha_1 \cdot z_1 - \Phi_2^n \cos \alpha_2 \cdot z_2 + \dots - \Phi_4^n \cos \alpha_4 \cdot z_4 + \dots \\ + \Phi_1^\tau \sin \alpha_1 \cdot z_1 + \Phi_2^\tau \sin \alpha_2 \cdot z_2 + \dots + \Phi_4^\tau \sin \alpha_4 \cdot z_4 = 0$$

Подставляя в (3.6) формулы (3.4) для сил инерции и заменяя

$$r_k \cos \alpha_k = x_k, \quad r_k \sin \alpha_k = y_k, \quad k=1, \dots, 4, \quad (3.7)$$

Получаем систему (3.6) в виде

$$\omega^2 (m_1 x_1 + \dots + m_4 x_4) + \varepsilon (m_1 y_1 + \dots + m_4 y_4) = 0; \\ \omega^2 (m_1 y_1 + \dots + m_4 y_4) + \varepsilon (m_1 x_1 + \dots + m_4 x_4) = 0; \quad (3.8) \\ -\omega^2 (m_1 y_1 z_1 + \dots + m_4 y_4 z_4) + \varepsilon (m_1 x_1 z_1 + \dots + m_4 x_4 z_4) = 0; \\ \omega^2 (m_1 x_1 z_1 + \dots + m_4 x_4 z_4) + \varepsilon (m_1 y_1 z_1 + \dots + m_4 y_4 z_4) = 0.$$

Так как ротор должен оставаться уравновешенным при любых ω и ε , то для этого следует потребовать выполнения условий

$$m_1 x_1 + \dots + m_4 x_4 = 0; \\ m_1 y_1 + \dots + m_4 y_4 = 0; \quad (3.9) \\ m_1 x_1 z_1 + \dots + m_4 x_4 z_4 = 0; \\ m_1 y_1 z_1 + \dots + m_4 y_4 z_4 = 0.$$

Система (3.9) вместе с формулами (3.6) позволяет при измеренном или заданном дисбалансе $m_1(\alpha_1, r_1, z_1)$, $m_2(\alpha_2, r_2, z_2)$ и заданных массах балансировочных грузов m_3 , m_4 и положении

плоскостей коррекции z_3, z_4 , определить координаты точек закрепления балансировочных грузов на роторе $\alpha_3, r_3, \alpha_4, r_4$.

При выполнении технологической операции по балансировке ротора в производственных условиях используются специальные балансировочные машины (станки), на которых измеряется эквивалентный дисбаланс ротора.

3.6. Исследования динамических реакций опорных подшипников ротора.

Исследуем динамические реакции опорных подшипников ротора, состоящего из однородной прямоугольной рамки с прикрепленными к ней четырьмя однородными цилиндрическими грузами, каждый из которых имеет массу m (рис. 3.4). Рамка вращается вокруг ее оси Az материальной симметрии с постоянной угловой скоростью ω . На этом рисунке: L, l – размеры, определяющие габариты рамки; l_1 и l_2 – расстояния от рамки до опор A и B , h – высота цилиндрических грузов.

На рис. 3.4 в точках рамы, где расположены центры тяжести грузов, действуют неуравновешенные центробежные силы инерции, величины которых определяются по формуле

$$\Phi = m\omega^2 l. \quad (3.10)$$

Эти силы инерции направлены в стороны, противоположные центростремительным ускорениям центров тяжести грузов. Отметим, что изображенная на рис. 3.4 система прямоугольных декартовых координат $Axuz$ неизменно связана с рамкой и вращается вместе с ней. Суммарный момент M_y^{un} сил инерций, равен алгебраической сумме моментов двух пар сил $(\bar{\Phi}, -\bar{\Phi})$ соответственно с плечами $2L-h$ и h :

$$M_y^{un} = \Phi(2L-h) - \Phi h = 2\Phi(L-h) = 2m\omega^2 l(L-h) \quad (3.11)$$

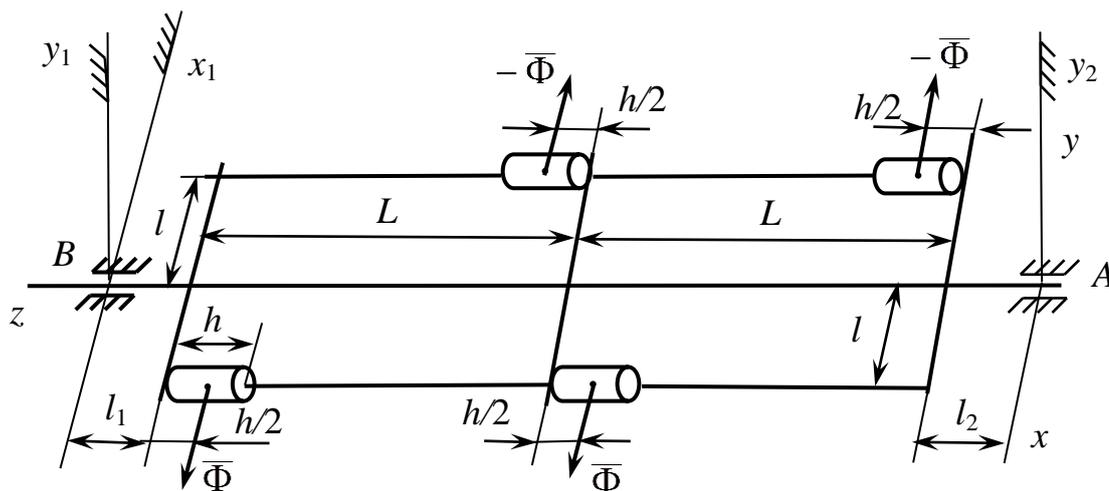


Рис. 3.4 Рамка и четыре цилиндрических груза с равными массами статически уравновешены, но динамически не уравновешены

Динамические реакции опор \bar{N}_A^∂ и \bar{N}_B^∂ , которые образуют пару сил.

Очевидно, что для схемы на рис. 3.4.

$$N_A^\partial = N_B^\partial = M_y^{un} = \frac{2m\omega^2 l(L-h)}{2L+l_1+l_2}. \quad (3.12)$$

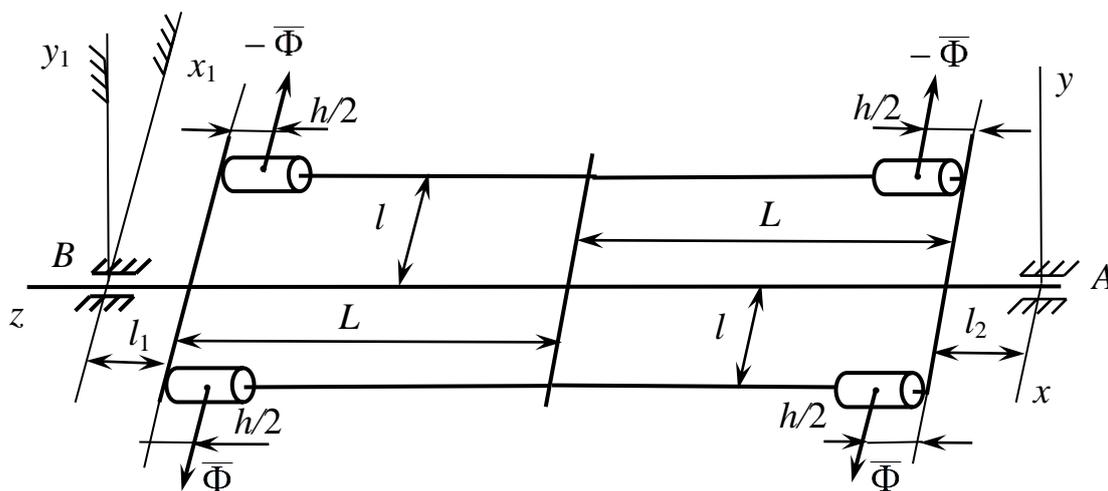


Рис. 3.5. Рамка и четыре цилиндрических груза с равными массами статически и динамически уравновешены

Если все четыре цилиндрических груза расположены на рамке симметрично относительно оси вращения Az , как это показано на

рис.3.5, то в этом случае имеют место статическая и динамическая уравновешенности и $\bar{N}_A^\partial = \bar{N}_B^\partial = 0$.

В другом случае, когда по одну сторону от оси вращения остается, например, только один цилиндрический груз (рис. 3.6), то имеет место статическая и динамическая неуравновешенности.

Из этого рисунка видно, что сила инерции $\bar{\Phi}$ создает относительно оси Ay момент

$$M_y^{un} = \Phi(2L + l_2 - h/2) = m\omega^2 l(2L + l_2 - h/2), \quad (3.13)$$

который уравновешивается моментом динамической реакции \bar{N}_B^∂ :

$$N_B^\partial (2L + l_1 + l_2) = M_y^{un}$$

Следовательно:

$$N_B^\partial = \frac{M_y^{un}}{2L + l_1 + l_2} = m\omega^2 l \frac{2L + l_2 - h/2}{2L + l_1 + l_2}. \quad (3.14)$$

Тогда из уравнения условного равновесия, например, в виде суммы проекций всех сил на ось Ax получаем

$$N_A^\partial = \Phi - N_B^\partial = m\omega^2 l - m\omega^2 l \frac{2L + l_2 - h/2}{2L + l_1 + l_2} = m\omega^2 l \frac{l_1 + h/2}{2L + l_1 + l_2}. \quad (3.15)$$

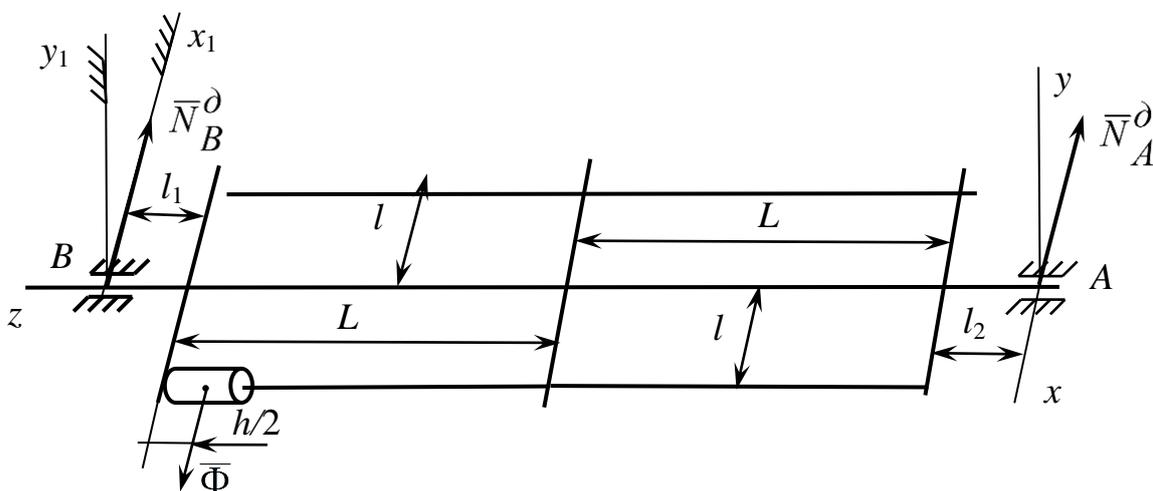


Рис. 3.6. Рамка и один цилиндрический груз статически и динамически не уравновешены

4. Оборудование

4.1. Автоматизированный комплекс для изучения динамических реакций ТМл 06М.

4.2. Блок электромеханический.

4.3. Блок управления.

5. Устройство и принцип работы установки

5.1. Схема автоматизированного комплекса изображена на рис.

6.1. Комплекс выполнен в настольном варианте и включает в себя: блок электромеханический I, блок управления II и ПЭВМ. Блок электромеханический состоит из основания 1 с регулирующими опорами 2 по уровню 3; стойки левой 4 с узлом измерения линейных перемещений 5, выполненным в виде индуктивного датчика линейных перемещений конца рамки в горизонтальной плоскости. Положение левого конца рамки 6 регулируется натяжением пружин 7. Крепление правого конца вращающейся рамки с опорой 8 позволяет ее поворот на небольшой угол в горизонтальной плоскости. Рамка состоит из центрального вала 5, двух стержней 9 и трех рычагов 10. На стержнях винтами фиксируются съемные грузы 11, а на центральном валу стопорными винтами фиксируются две втулки 12 для крепления сменных пластин различной конфигурации. На правом конце центрального вала рамки закреплен шкив 13, связанный ременной передачей с ведущим шкивом 14, жестко сидящим на валу электродвигателя 15. На кронштейне стойки 8 установлен оптоэлектрический датчик 16 числа оборотов рамки.

Управление электроприводом установки для изменения частоты вращения рамки осуществляется с блока управления II.

5.2. Принцип работы установки основан на явлении возникновения горизонтальных колебаний вращающейся рамки с грузами под действием неуравновешенных центробежных сил инерции.

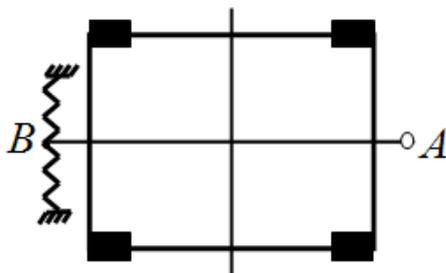
6. Подготовка и порядок выполнения лабораторной работы

6.1. Расположить установку на ровной горизонтальной поверхности стола и отрегулировать по уровню с помощью опор положение основания установки в горизонтальной плоскости. Зафиксировать опоры контргайками.

6.2. Установить на компьютер прилагаемое программное обеспечение и соединить электромеханический блок с блоком управления и ПЭВМ соответствующими кабелями, а шнур электропитания блока управления подключить к сети 220В 50 Гц.

6.3. Нажать кнопку «СЕТЬ» на задней панели блока управления. Если загорается индикаторная лампа, то это означает: установка готова к работе.

6.4. Расположить четыре груза симметрично на стержнях рамки, как это показано на схеме (см. также рис. 3.5), привести рамку во вращение включением электродвигателя с блока управления нажатием соответствующей кнопки. Контроль частоты вращения рамки вести по цифровому табло на передней панели блока управления. Убедиться в том, что рамка с грузами вращается плавно, левая опора B не перемещается. Рамка с грузами статически и динамически уравновешена. Динамические реакции в опорах A и B равны нулю.



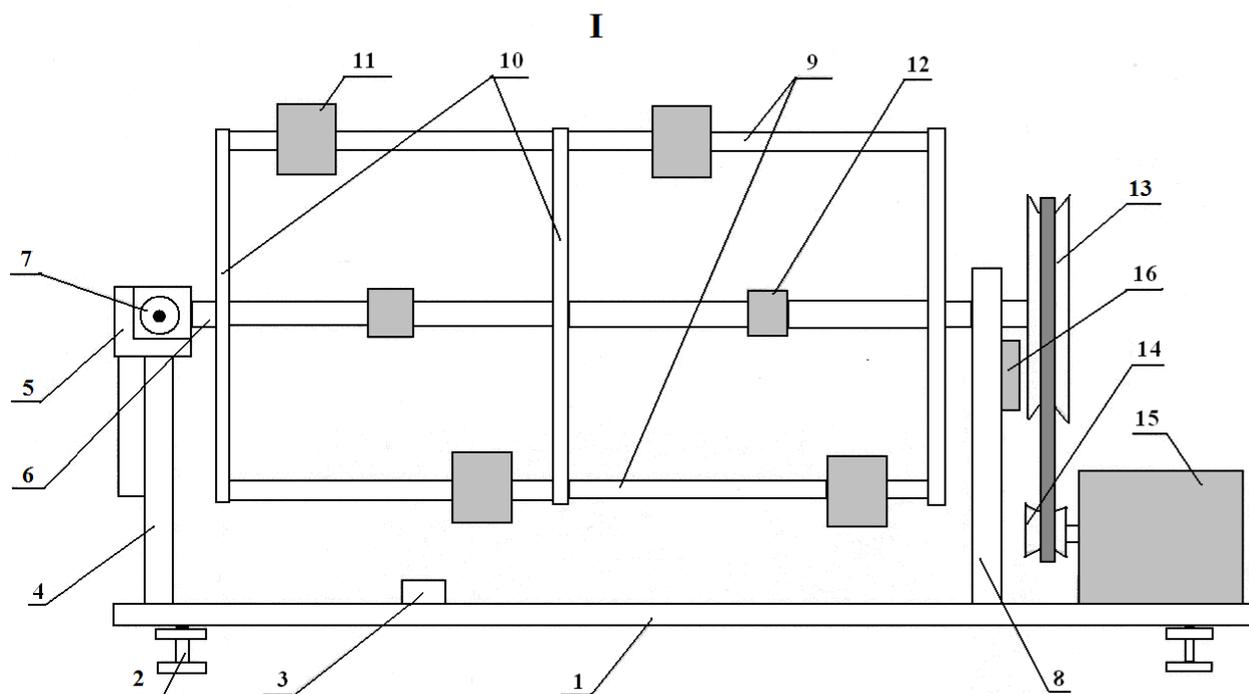
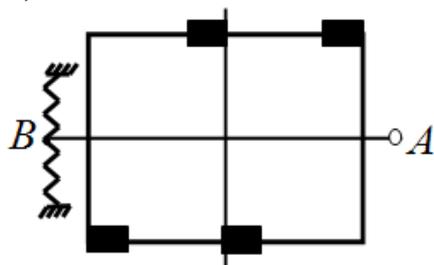


Рис. 6.1. Схема автоматизированного комплекса ТМл 06М для изучения динамических реакций:

1 – основание; 2 – регулируемые опоры; 3 – уровень; 4 – стойка левая; 5 – узел измерения линейных перемещений; 6 – рамка; 7 – пружины; 8 – опора правая; 9 – стержни; 10 – рычаги; 11 – съемные грузы; 12 – втулки; 13 – шкив; 14 – ведущий шкив; 15 – электродвигатель; 16 - оптоэлектрический датчик числа оборотов рамки

6.5. Установить грузы несимметрично, как показано на схеме, то есть два груза на одном стержне сдвинуть вправо, а на другом – влево (см. также рис. 3.4).



Убедиться в том, что рамка с грузами начинает «бить», левая опора B совершает колебательные движения в горизонтальной плоскости. Конструктивно опора B рамки прикреплена к двум пружинам (рис. 6.2) и может совершать движения по направляющим вдоль

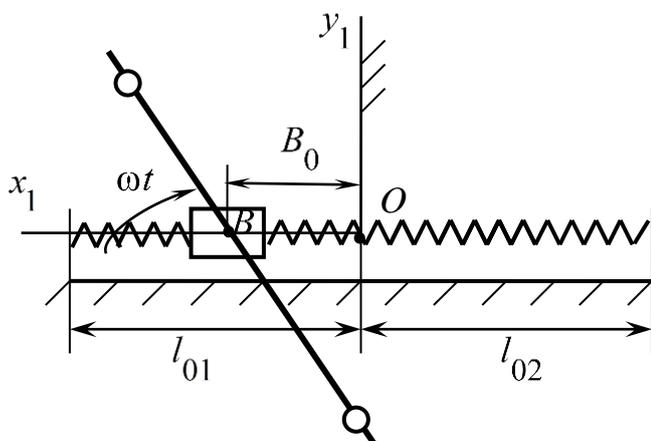


Рис. 6.2. Схема крепления опоры B

неподвижной оси Bx_1 . Очевидно, что движения опоры B происходят под действием горизонтальной составляющей силы N_{Bx_1} реакции опоры N_B :

$$N_{Bx_1} = m\omega^2 \frac{l(L-h)}{2L+l_1+l_2} \cos \omega t. \quad (6.1)$$

Здесь $\omega = 2\pi f$ – угловая скорость рамки, а f – частота ее вращения, индицируемая на цифровом табло передней части

блока управления.

Следует подчеркнуть, что из-за движения опоры B вдоль неподвижной оси Bx_1 рамка с грузами кроме вращения вокруг оси Az , совершает переносное вращение вокруг неподвижной оси Ay_1 , перпендикулярную плоскости, и проходящей через точку A и неподвижную горизонтальную ось Bx_1 . В настоящем практикуме силами инерции, обусловленными последним вращением рамки с грузами, пренебрегается. Также не учитывается влияние силы трения скольжения при движении опоры B .

Таким образом, амплитуду B_0 колебательных движений опоры B можно считать прямо пропорциональной наибольшей величине динамической реакции N_B^∂ :

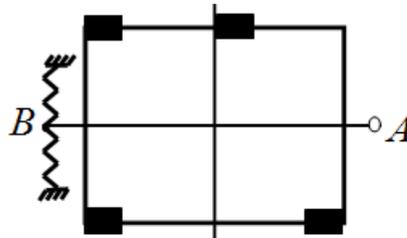
$$B_0 = N_B^\partial / c, \quad (6.2)$$

где $c = 860 \text{ Н/м}$ – суммарный коэффициент упругости пружин.

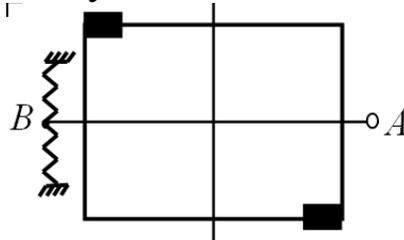
Привести рамку с грузами во вращение и построить экспериментальный график зависимости амплитуды колебательных движений опоры B от круговой частоты вращения ω , варьируя частоту $f = 1; 1,5; 2; 2,5; 3$ Гц. Далее построить такой же, но теоретический график, используя равенства (3.12) и (6.2). Расчеты проводить при следующих значениях основных параметров: $m = 0,55 \text{ кг}, l = 0,108 \text{ м}, l_1 = 0,02 \text{ м}, l_2 = 0,018 \text{ м}, h = 0,038 \text{ м}, L = 0,174 \text{ м}$

Сравнить экспериментальный и теоретический графики $B_0(\omega)$.

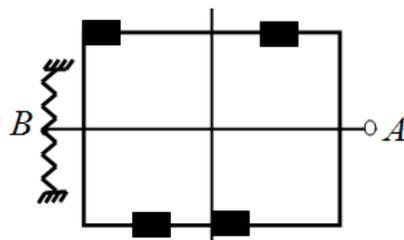
6.6. Установить грузы, как показано на схеме. Так же, как в предыдущем пункте построить экспериментальный и теоретический графики. Для построения теоретического графика, требуется вывести для данной схемы равенство для расчета динамических реакций в опоре B .



6.7. Повторить действия пункта 6.6. для схемы с двумя грузами.

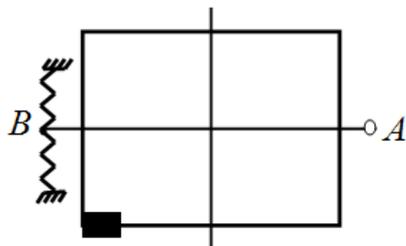


6.8. Установить на рамке грузы, как показано на схеме. Выполнить предварительно расчет и определить значение динамических реакции в опорах A и B . Затем сопоставить результат с экспериментом.



6.9. Установить на рамке только один груз, как это показано на схеме (см. также рис. 3.6.). Убедиться в том, что рамка с грузом начинает «бить» и левая опора B совершает колебательные движения

вдоль неподвижной оси Bx_1 . Построить теоретический график зависимости амплитуды колебательных движений опоры B от круговой частоты вращения ω , используя равенства (3.14) и (6.2), варьируя частоту $f = 1; 1,5; 2; 2,5; 3$ Гц. Определить для каждой частоты значения динамических реакции в опорах A и B . Результаты записать в таблицу.



6.10. Другие варианты размещения грузов изображены на рис.

6.3.

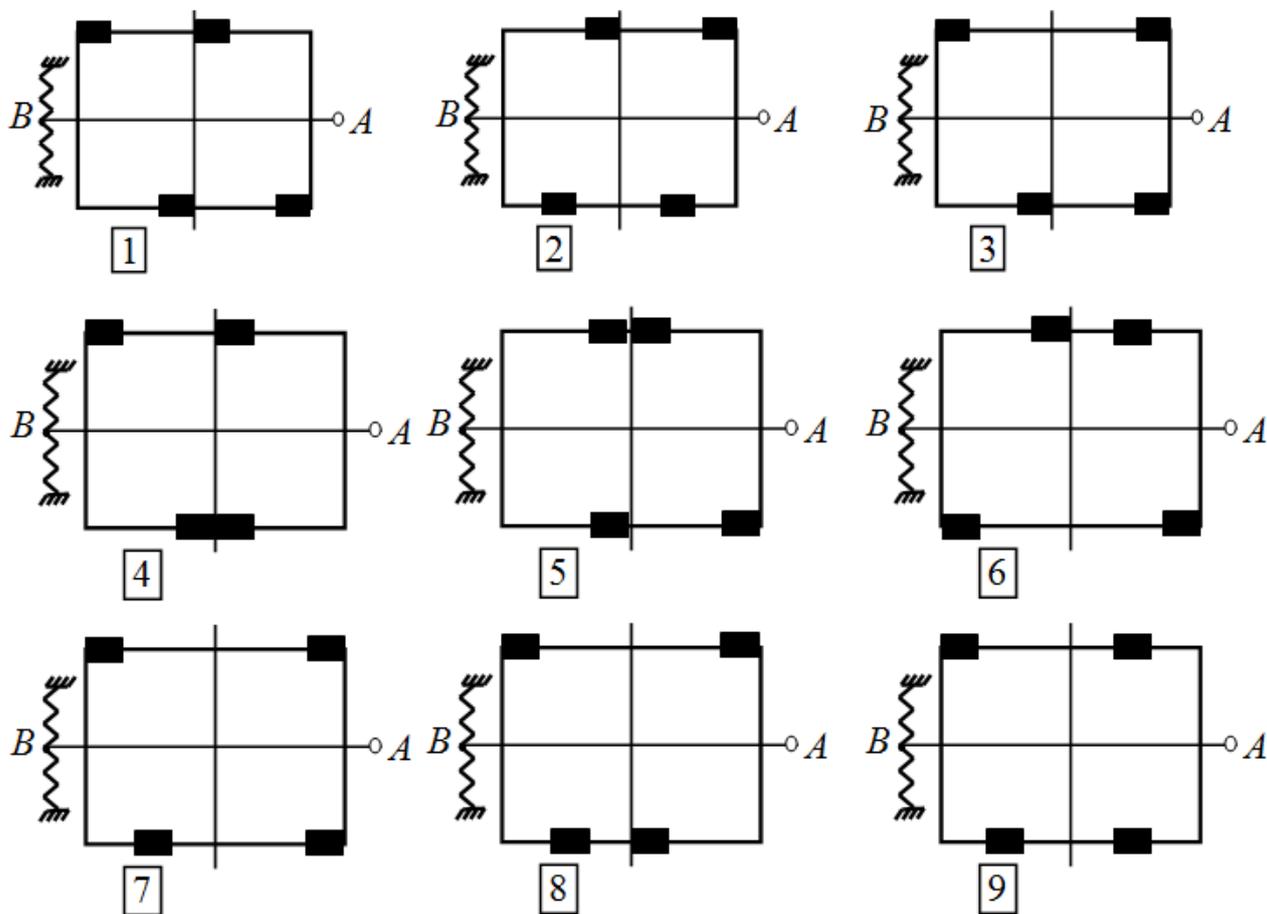


Рис. 6.3. Схемы размещения грузов на рамке

7. Содержание и оформление отчета.

- 7.1. Название работы, фио, группа.
- 7.2. Цель работы.
- 7.3. Расчеты, таблицы и графики.
- 7.4. Вывод о соответствии теории и наблюдаемых экспериментальных фактов.
- 7.5. Требований к листам не предъявляется.

Контрольные вопросы.

1. Приведите примеры роторов.
2. Какие реакции опор ротора называются статическими?
3. Какие реакции опор ротора называются динамическими?
4. Что называется главной центральной осью инерции ротора?
5. Что называется статической неуравновешенностью ротора?
6. Как называется мера статической неуравновешенности ротора?
7. Что называется динамической неуравновешенностью?
8. Как называется мера динамической неуравновешенности?
9. Приведите условия статической и динамической уравновешенностей ротора.