

УДК 621.7

ВЛИЯНИЕ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ ЗАГОТОВОК НА ПАРАМЕТРЫ БАЛАНСИРОВКИ ДЛИННОМЕРНЫХ ВАЛОВ И РОТОРОВ

Аль-Обайди Луаи Мохаммед Раджаб

Донской государственной технической университет (Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

Рассмотрены изменения при балансировке вращающегося тела. Проведены имитационные эксперименты для ротора и вала. В первом случае (то есть для ротора) использовали рассчитанные балансировочные массы, во втором — немного меньшую массу, чем рекомендовано. Названы основные механические и размерные параметры обоих вращающихся тел. Выполнено моделирование для несбалансированного и сбалансированного ротора.

Ключевые слова: вращающиеся машины, обработка, вал, ротор, вибрация, центробежная сила, жесткость, демпфирование, интегратор, механизм, точность, стойкость, скорость резания, температура, шпиндель, двигатель, баланс, диск, статическая балансировка, динамическая балансировка, смещение, масса.

THE EFFECT OF WORKPIECE IMBALANCE ON THE BALANCING PARAMETERS OF LONG SHAFTS AND ROTORS

Al-Obaidi Luay Mohammed Rajab

Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

The paper considers changes in the balancing of a rotating body. Simulation experiments were performed for the rotor and shaft. In the first case (that is, for the rotor), the calculated balancing weights were used, in the second — a slightly smaller mass than recommended. The main mechanical and dimensional parameters of both rotating bodies are given. Simulations have been performed for an unbalanced and balanced rotor.

Keywords: rotating machines, machining, shaft, rotor, vibration, centrifugal force, stiffness, damping, integrator, mechanism, accuracy, durability, cutting speed, temperature, spindle, engine, balance, disc, static balancing, dynamic balancing, displacement, mass.

Введение. Роторы используются в системах, которые обеспечивают функционирование обрабатывающих инструментов, промышленных турбомашин и т. д. При несбалансированном распределении вращающихся масс вокруг оси возникает дисбаланс ротора. Это серьезная техническая проблема и основная причина чрезмерных вибраций, особенно на более высоких скоростях. Возникающие большие центробежные неуравновешенные силы могут привести к повреждению подшипников и в конечном итоге — к разрушению машин. Таким образом, устранение дисбаланса является основной задачей при проектировании и эксплуатации оборудования.

Разбалансировка вращающегося тела оценивается стандартами ISO 1940-2 и ISO 11342, в которых подробно описаны методы расчета допусков дисбаланса. Оценка качества баланса определяет пределы остаточного дисбаланса: это произведение эксцентриситета e (мм) и рабочей частоты f (Гц). В табл. 1 собраны стандартные рекомендации по выбору параметров дисбаланса для разных устройств.

Таблица 1

Рекомендации по выбору параметров дисбаланса для оборудования с вращающимися элементами

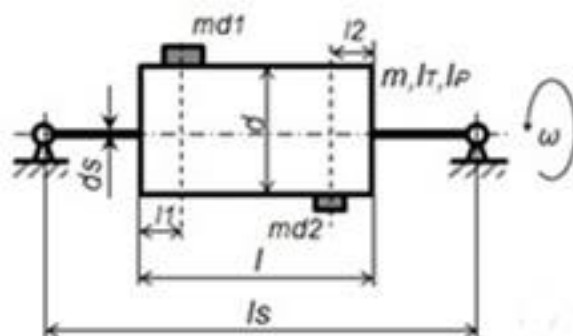
Класс дисбаланса	Величина [мм/с]	Оборудование
$G 4000$	4000	Медленные дизельные двигатели
$G 630$	630	Приводы жестко установленных больших двухтактных двигателей
$G 250$	250	Жестко установленные быстрые четырехцилиндровые дизельные двигатели
$G 100$	100	Дизельные и бензиновые двигатели внутреннего сгорания (для легковых, грузовых автомобилей, локомотивов)
$G 40$	40	Колеса для автомобилей и мотоциклов, карданные валы
$G 16$	16	Комплекующие сельхозмашин: приводы коленвалов, шлифовальные машины, соединительные валы
$G 6,3$	6,3	Части машин технологической установки, газовых турбин, центрифуг, небольших электродвигателей (max диаметр вала 80 мм и max 950 об/мин), станков, насосных устройств, вентиляторов, водяных турбин, маховиков, валков бумагоделательных машин
$G 2,5$	2,5	Газовые и паровые турбины, турбокомпрессоры, приводы в компьютерах, крупные электродвигатели (более $\varnothing 80$ мм и 950 об/мин), газовые турбины, станки, детали текстильных машин
$G 1$	1	Вращающиеся элементы оборудования для видео- и аудиозаписи
$G 0,4$	0,4	Шпиндели, диски, валы машин с высокой точностью, гироскопы

Цель представленной работы — проанализировать влияние эксцентриситета вращающегося тела на его вибрации [1–6] и устранить их. Для этого необходимо рассчитать положения и величины дополнительных масс, устраняющих вибрации:

- жесткость на изгиб вала по уравнению (8),
- жесткость крутящего момента вала (5),
- поперечный момент инерции (6),
- полярный момент уравнения инерции тела (7),
- угол кручения ротора, который представляет продольные колебания ротора (18).

Основная часть

Анализ сил, вызванных неуравновешенным вращающимся телом. Рассматриваются два случая цилиндрических вращающихся тел: ротор и длинный вал (рис. 1).



a)

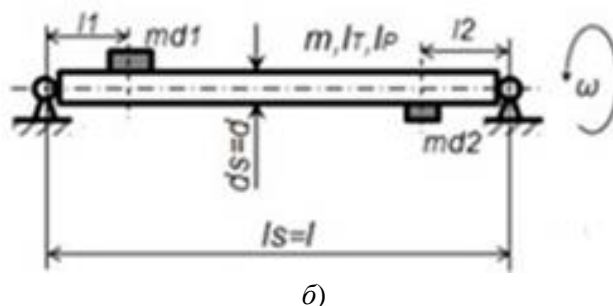


Рис. 1. Параметры вращающихся тел: ротор (а) и вал (б)

Эти вращающиеся тела похожи по динамическим свойствам и расчету возможных вибраций. В системе на рис. 1 ротор считается неподвижным, опираясь на безмассовый круглый и сплошной вал, который опирается на подшипники [4]:

- l — длина ротора,
- d — диаметр ротора,
- l_s — длина вала,
- d_s — диаметр вала,
- m — масса ротора (вала),
- m_{d1} — неуравновешенная (несбалансированная) масса в плоскости I,
- m_{d2} — неуравновешенная (несбалансированная) масса в плоскости II,
- l_1 — расстояние от плоскости I для размещения неуравновешенной (несбалансированной) массы,
- l_2 — расстояние от плоскости II для размещения неуравновешенной (несбалансированной) массы,
- l_T, l_P — поперечный полярный момент инерции.

Несбалансированное вращающееся тело (рис. 2) может перемещаться в радиальном направлении по горизонтали и вертикали и также вращаться вокруг осей x, y , которые находятся в плоскости, перпендикулярной оси вращения z [3].

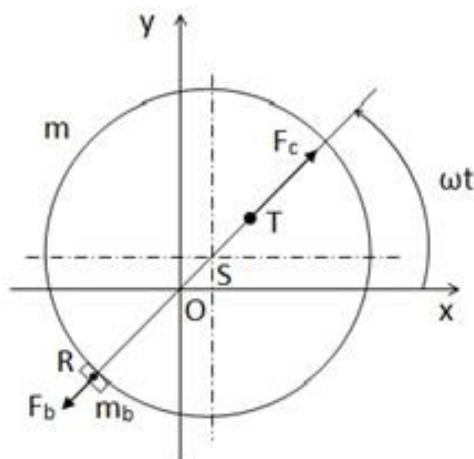


Рис. 2. Анализ сил в несбалансированном роторе

Здесь m_b — вес балансирующей массы, m — вес ротора, o — ось вращения, s — геометрический центр ротора, T — центр тяжести ротора, $|ST|$ — эксцентриситет e , $|OS|$ — отклонение в направлении оси z , $|OR|$ — рука балансирующей массы.

Рис. 2 позволяет проанализировать возникающие радиальные силы в случае неуравновешенного ротора и принцип его балансировки путем сложения сбалансированной

массы. Из-за неравномерно распределенной массы вокруг оси вращения центр тяжести смещается от геометрического центра по эксцентриситету e (определяется расстоянием \overline{ST}). Из-за центробежной силы F_c во время вращения ротор отклоняется, и увеличивается расстояние между центром тяжести и осью вращения. Очевидно, что для устранения эксцентриситета e небольшая уравнивающая масса должна быть размещена в противоположном направлении, чтобы ее центробежная сила F_b также действовала в этом направлении — против силы F_c [5]. Согласно третьему закону Ньютона, при вращении центробежная сила, вызванная массой m_n , вращающейся на радиусе r , равна центробежной силе, активируемой массой m на радиусе e :

$$m_n r = m e. \quad (1)$$

Используя это выражение, можно рассчитать эксцентриситет:

$$e = \frac{m_n r}{m}. \quad (2)$$

При допустимом максимальном остаточном дисбалансе e в определенном классе дисбаланса G получаем:

$$e = \frac{v}{w} = \frac{v}{2\pi f} = \frac{v}{2\pi \frac{n}{60}}. \quad (3)$$

Здесь v равен классу дисбаланса G (потому что классификация основана на круговой скорости v и радиусе e , описываемом вокруг центра тяжести ротора).

Другой вариант устранения дисбаланса предполагает удаление части материала (например, путем сверления) из определенного положения на роторе в направлении центробежной силы F_c .

По положению неравномерно распределенной массы вращающегося тела вокруг и вдоль оси вращения различают статический и динамический дисбаланс, а именно:

- сбалансированная вращающаяся система,
- статическая несбалансированная вращающаяся система,
- вращающий момент неуравновешенной вращающейся системы,
- динамическая несбалансированная вращающаяся система.

Чтобы активировать дисбаланс вращающегося тела, две балансировочные массы, имеющие разные значения массы m_1 и m_2 , помещают в две разные плоскости, которые взаимно расположены на большем расстоянии и в радиальном направлении смещены на 180° [2]. Масса, активирующая статический дисбаланс первоначально равномерно вращающегося тела, определяется разностью обеих масс:

$$m_s = m_{d1} - m_{d2}. \quad (4)$$

В случае, когда две равные балансировочные массы расположены в двух плоскостях, возникает не статический, а динамический дисбаланс.

Рассмотрим консоль (рис. 3), которая поддерживается двумя жесткими подшипниками и нагружена силой F . Это вызывает изгиб консоли y , который прямо пропорционален силе F . Консоль реагирует силой F_D , имеющей то же значение, но противоположную ориентацию [1]. Если масса m помещается на консоль, она будет вести себя так же, как и на спиральной пружине.

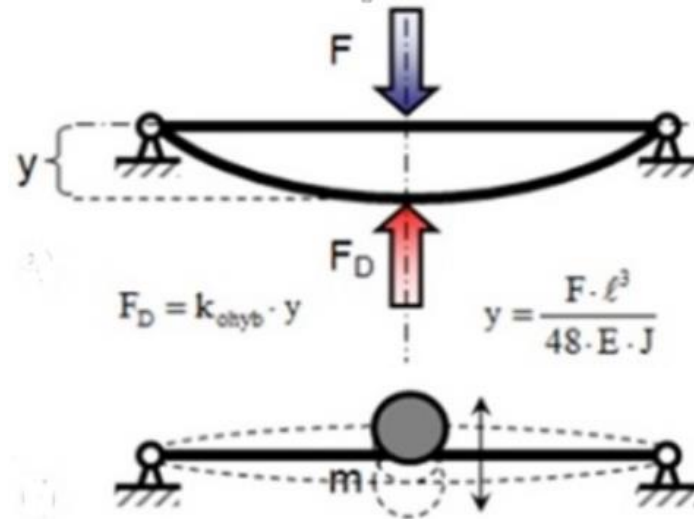


Рис. 3. Расчет жесткости консоли, опирающейся на два жестких подшипника

Здесь:

— l — длина заготовки,

— E — модуль упругости Юнга (сталь: $2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²),

— J — момент инерции тела со сплошным круглым сечением ($\pi \cdot D^4/64$).

Для расчета математической модели нужны дополнительные формулы (обозначения — как на рис. 1 и 3).

Жесткость крутящего момента симметричного изотропного ротора:

$$K = k l^2. \quad (5)$$

Поперечный момент инерции вокруг оси, перпендикулярной оси вращения:

$$I_T = \frac{1}{4} m_c r^2. \quad (6)$$

Полярный момент инерции того же вращающегося тела представляет собой основной момент инерции вокруг главной оси вращения:

$$I_P = \frac{1}{2} m_c r^2. \quad (7)$$

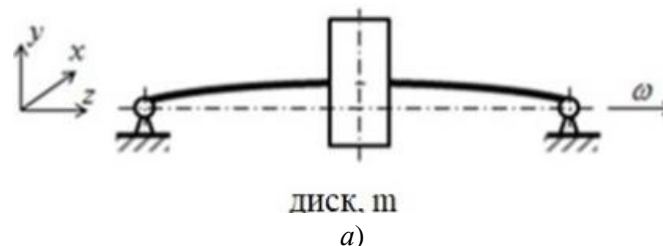
Жесткость при изгибе консоли, закрепленной в жестких опорах:

$$k = \frac{48 EJ}{l^3}. \quad (8)$$

Формула для квадратичного момента инерции поперечного сечения:

$$J = \frac{\pi d^4}{64}. \quad (9)$$

Математическая модель неуравновешенного ротора. Часто модель несбалансированного вращающегося тела основывается на несбалансированном роторе. Он представляет собой линейную модель и состоит из существенного несбалансированного диска, который расположен в центре несущественного упругого вала, закрепленного в двух жестких опорах (рис. 4а). Конструкция имеет четыре степени свободы, которые описываются четырьмя дифференциальными уравнениями второго порядка.



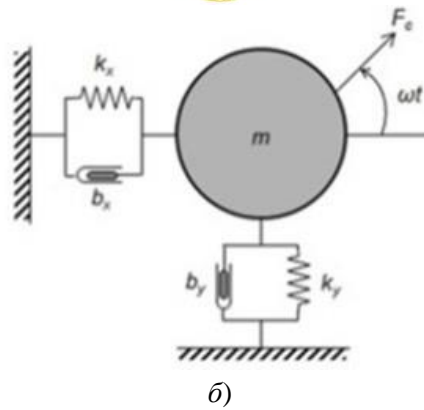


Рис. 4. Схема ротора (а) и модель с амортизаторами и пружинами (б)

Если рассматривать диск с массой m как точку массы, то ротор имеет две степени свободы и может двигаться только в радиальном направлении по горизонтальной и вертикальной осям. При вращении центр тяжести движется по траектории, называемой орбитой.

Для модели характерны жесткость при изгибе и демпфирование подшипника. Это можно рассматривать как пружину и демпфер, вращающийся синхронно с ротором. Таким образом, ротор соединен с землей через линейные пружины и демпферы, а движение в направлениях x и y обеспечивают изменяющиеся во времени радиальные составляющие вектора вращения силы. Это является следствием вращающегося несбалансированного ротора (см. рис. 4б). Уравнения движения для описанной замещающей модели выводятся из второго закона Ньютона ($F = ma = m\ddot{x}$):

$$m\ddot{x} + b_x\dot{x} + k_x x = F_c \cos(\omega t), \quad (10)$$

$$m\ddot{y} + b_y\dot{y} + k_y y = F_c \sin(\omega t). \quad (11)$$

Здесь b_x, b_y — демпфирование по осям x и y ; k_x, k_y — жесткость по осям x и y .

Если $b_x = b_y$ и $k_x = k_y$, модель, представляющая статический дисбаланс ротора, считается изотропной и уравнения взаимно независимы, т. е. не связаны между собой. Значит, демпфирование и упругость в направлениях оси x и y равны, и система отсчета может вращаться в плоскости без каких-либо изменений в уравнениях движения [6]. Математическая модель описывается в координатах x, y уравнениями движения.

Уравнения движения для статического дисбаланса:

$$m_c\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F_c \cos(\omega t), \quad (12)$$

$$m_c\ddot{y} + b\dot{y} + ky = F_c \sin(\omega t). \quad (13)$$

Уравнения движения для динамического дисбаланса:

$$I_T \ddot{\theta}_x + \omega I_P \dot{\theta}_y + K\theta_x = M \cos(\omega t), \quad (14)$$

$$I_T \ddot{\theta}_y - \omega I_P \dot{\theta}_x + K\theta_y = M \sin(\omega t). \quad (15)$$

Для центробежной силы F_c и крутящего момента M , вызванного дисбалансом, можно вывести:

$$F_c = m_s(r + z')\omega^2, \quad (16)$$

$$M = (m_{d1} + m_{d2})(l - l_1 - l_2)r\omega^2. \quad (17)$$

Значение эксцентриситета можно определить, подставив уравнение (4) в (2). Сумма $(r + z')$ — это мгновенное значение рычага дисбаланса, а z' — общее отклонение, представляющее амплитуду суммарной вибрации ротора:

$$z' = \sqrt{x^2 + y^2}. \quad (18)$$

Напомним, что для расчета продольных колебаний действует аналогичная формула, как и в предыдущем случае. Общий угол закручивания γ состоит из двух компонентов:

$$\gamma = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}. \quad (19)$$

Для устранения центробежной силы F_c и результирующего крутящего момента M , вызванного дисбалансом ротора, необходимо добавить или удалить (например, сверлением) определенную массу в обеих плоскостях. Мы суммируем или вычитаем центробежную силу из уравновешивающей массы, угол которой смещен от силы F_c на угол ϕ . Для балансировки можно вывести уравнения движения в окончательном виде.

Рассмотрим добавление балансирующей массы.

Статическая балансировка:

$$m_c \ddot{x} + b\dot{x} + kx = m_s (r + z) \omega^2 \cos(\omega t) + m_b (rb + z) \omega^2 \cos(\omega t + \phi), \quad (20)$$

$$m_c \ddot{y} + b\dot{y} + ky = m_s (r + z) \omega^2 \sin(\omega t) + m_b (rb + z) \omega^2 \sin(\omega t + \phi). \quad (21)$$

Динамическая балансировка:

$$I_T \ddot{\theta}_x + \omega I_p \dot{\theta}_y + K\theta_x = M \cos(\omega t) + (m_{b1} + m_{b2})(l - l_1 - l_2) rb \omega^2 \cos(\omega t + \phi), \quad (22)$$

$$I_T \ddot{\theta}_y + \omega I_p \dot{\theta}_x + K\theta_y = M \sin(\omega t) + (m_{b1} + m_{b2})(l - l_1 - l_2) rb \omega^2 \sin(\omega t + \phi). \quad (23)$$

Здесь $\phi = 180^\circ$.

Рассмотрим удаление массы (например, сверлением).

Статическая балансировка:

$$m_c \ddot{x} + b\dot{x} + kx = m_s (r + z) \omega^2 \cos(\omega t) + m_b (rb + z) \omega^2 \cos(\omega t + \phi), \quad (24)$$

$$m_c \ddot{y} + b\dot{y} + ky = m_s (r + z) \omega^2 \sin(\omega t) + m_b (rb + z) \omega^2 \sin(\omega t + \phi). \quad (25)$$

Динамическая балансировка:

$$I_T \ddot{\theta}_x + \omega I_p \dot{\theta}_y + K\theta_x = M \cos(\omega t) + (m_{b1} + m_{b2})(l - l_1 - l_2) rb \omega^2 \cos(\omega t + \phi), \quad (26)$$

$$I_T \ddot{\theta}_y + \omega I_p \dot{\theta}_x + K\theta_y = M \sin(\omega t) + (m_{b1} + m_{b2})(l - l_1 - l_2) rb \omega^2 \sin(\omega t + \phi). \quad (27)$$

Здесь $\phi = 0$.

Заключение. Разработана имитационная модель для анализа колебаний статических и динамических неуравновешенных вращающихся тел. Она основана на модели ротора, описываемой четырьмя динамическими дифференциальными уравнениями с учетом четырех степеней свободы по двум перпендикулярным осям. Угловая скорость ω представляет входные данные модели. Выходные — перемещение центра тяжести в плоскости, перпендикулярной оси вращения.

Библиографический список

1. Технология машиностроения / А. А. Маталин. — 2-е изд., испр. — Санкт-Петербург : Лань, 2008. — 512 с.
2. Резание материалов. Режущий инструмент. В 2 ч. Ч. 2 / И. А. Савин, А. Г. Схиртладзе, В. А. Гречишников [и др.] ; под общ. ред. Н. А. Чемборисова. — Москва : Юрайт, 2017. — 246 с.
3. Пашкевич, В. М. Оптимизация режимов резания на основе использования семантических сетей / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Вестник Белорусского национального технического университета. — 2011. — № 3. — С. 9–12.
4. Пашкевич, В. М. Многофакторная оптимизация параметров механической обработки на основе использования семантических сетей / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Вестник Белорусско-Российского университета. — 2011. — № 4. — С. 51–61.
5. Попов, М. Е. Проектирование операций обработки деталей на токарных станках с ЧПУ / М. Е. Попов, А. М. Попов. — Ростов-на-Дону : Изд-во ДГТУ, 2002. — 112 с.



6. Поиск новых технологических методов упрочняющей обработки коленчатых валов двигателей / А. П. Бабичев, М. Е. Попов, А. Эль Дакдуки, Ф. А. Пастухов // Вестник Донского государственного технического университета. — 2015. — № 15 (1). — С. 68–78.
<https://doi.org/10.12737/10389>

Об авторе:

Аль-Обайди Луаи Мохаммед Раджаб, аспирант кафедры «Технология машиностроения» Донского государственного технического университета (РФ, 344003, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), luayrajab@yahoo.com.

Author:

Al-Obaidi Luay Mohammed Rajab, Postgraduate student, Department of Mechanical Engineering Technology, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, RF, 344003), luayrajab@yahoo.com