

МЕТОДЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ РОТОРОВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИИ И ШУМА ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

МАМОНТОВА А. В.

Рассматриваются методы определения статической и динамической неуравновешенности роторов в целях повышения точности и производительности балансировки. Приводится сравнительный анализ влияния трения на точность измеряемых величин.

1. Введение

Необходимость уравнивания роторов возникает потому, что вибрация и шум являются одними из наиболее распространенных факторов, снижающих надежность оборудования и негативно влияющих на человека. Снижение надежности объясняется внезапными и постепенными эксплуатационными отказами (обрыв проводников, разрушение конструктивных материалов, короткое замыкание, расстройка подстроечных элементов, непредусмотренная модуляция сигнала и др.). Вредное влияние на человека проявляется в снижении производительности труда и ухудшении состояния здоровья обслуживающего персонала, нередко вызывая профессиональные заболевания. Кроме того, вибрация и шум часто являются причиной производственного брака и снижения качества продукции при выполнении точных работ. Опасность влияния объясняется возможными авариями с тяжелыми последствиями и крупными материальными убытками.

В настоящее время известен ряд методов измерения и устранения неуравновешенности тел вращения (балансировки). Однако все они наряду со свойственными преимуществами имеют и недостатки. Известны статическая и динамическая балансировка, используемые соответственно для роторов плоской и цилиндрической формы. Среди динамических распространены в основном следующие методы [1,2]: обхода грузом; нанесенных отметок; Шитикова; резонансно-стробоскопический; вынужденных колебаний ротора в независимых опорах (дорезонансного, резонансного и зарезонансного режимов). Первые два метода требуют большого числа пусков и, следовательно, больших затрат времени. Третий, четвертый и пятый основаны на измерении амплитуды колебаний, что при массивных роторах вследствие больших сил трения не дает высокой точности. Кроме того, иногда целесообразно балансировать отдельные части ротора до его полной сборки, которые нельзя вращать из-за малой прочности.

Целью работы является повышение точности измерения неуравновешенности роторов на основе снижения влияния сил трения на измеряемые величины. Поставленная цель достигается с помощью методов вибродиагностики, описанных ниже.

2. Метод определения главного вектора дисбалансов

Суть предложенного метода [3] сводится к измерению частот свободных колебаний маятниковой рамы при четырех положениях ротора (A, B, C, D), получаемых при его повороте вокруг своей оси каждый раз на 90° (рис. 1 и 2).

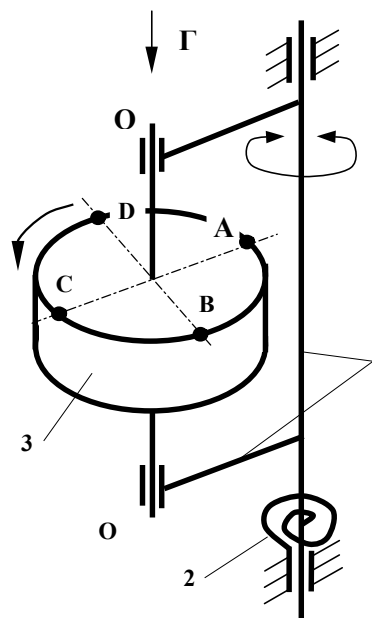


Рис. 1. Кинематическая схема измерительного устройства: 1 – маятниковая рама; 2 – упругий элемент; 3 – исследуемый ротор

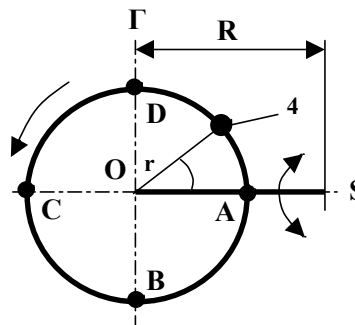


Рис. 2. Схема (вид сверху): 4 – неуравновешенная масса

После измерения частот свободных колебаний рассчитывается величина главного вектора дисбалансов D и его угол φ (рис. 3):

$$D = mr = \frac{G}{16\pi^2 R} \sqrt{\left(\frac{1}{v_A^2} - \frac{1}{v_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{v_B^2} - \frac{1}{v_D^2}\right)^2}, \quad (1)$$

где m – величина неуравновешенной массы 4; r – расстояние от центра массы 4 до оси вращения ротора 3; G – жесткость элемента 2; v_A, v_B, v_C, v_D – частоты свободных колебаний системы относительно оси (SS) при соответствующих положениях ротора; R – расстояние между осями (OO) и (SS).

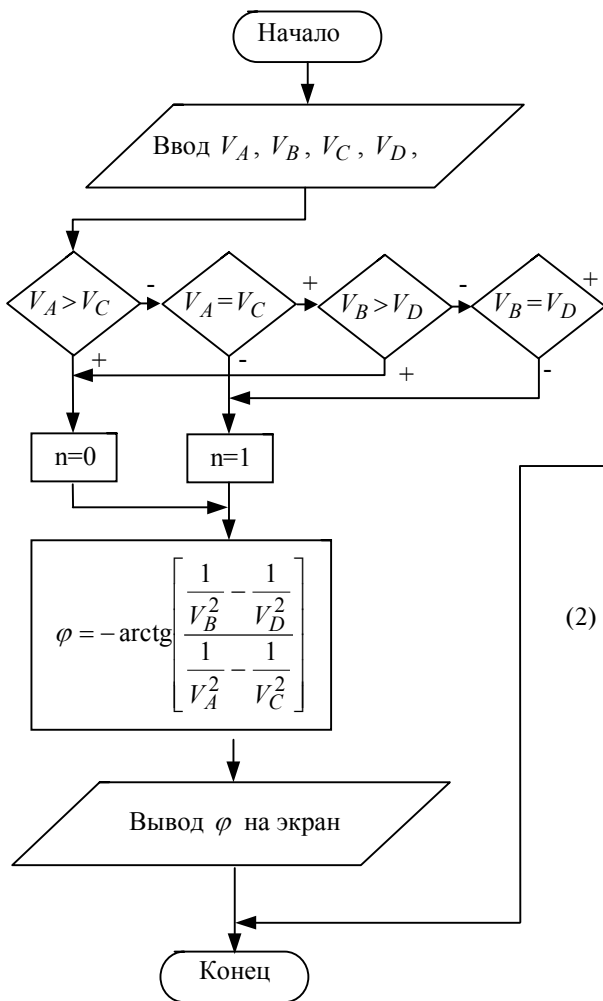


Рис. 3. Алгоритм расчета φ

Применение данного алгоритма вызвано тем, что отдельно взятое уравнение (2) имеет множество решений, из-за чего определение величины φ было бы неоднозначным. Формулы (1) и (2) получены в результате решения системы четырех уравнений свободных колебаний системы:

$$\begin{cases} v_A = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{J_A}}, \\ v_B = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{J_B}}, \\ v_C = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{J_C}}, \\ v_D = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{J_D}}, \end{cases} \quad (3)$$

где J_A, J_B, J_C, J_D — моменты инерции системы при соответствующих положениях ротора ($A; B; C; D$).

Данный метод позволяет получить меньшую погрешность в сравнении с другими методами. Это объясняется тем, что частота свободных колебаний системы в значительно меньшей степени зависит от трения, чем амплитуда вынужденных колебаний [4]. На рис. 4 и 5 графически изображено влияние трения на величину D и φ соответственно. По осям ординат отложены коэффициенты влияния трения

на D и φ , а по осям абсцисс — относительная частота. Эти графики характерны для традиционных балансировочных станков до-, за- и резонансного типов, на которых дисбаланс определяется по измеренной амплитуде или усилиям вынужденных колебаний.

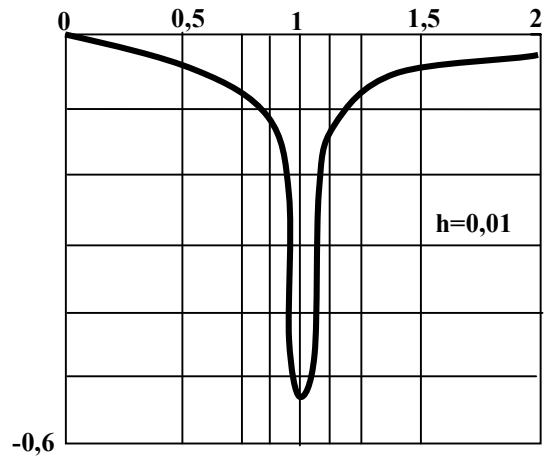


Рис. 4. Зависимость $\frac{\partial D}{\partial h} \frac{h}{D}$ от $\frac{\omega}{\omega_0}$

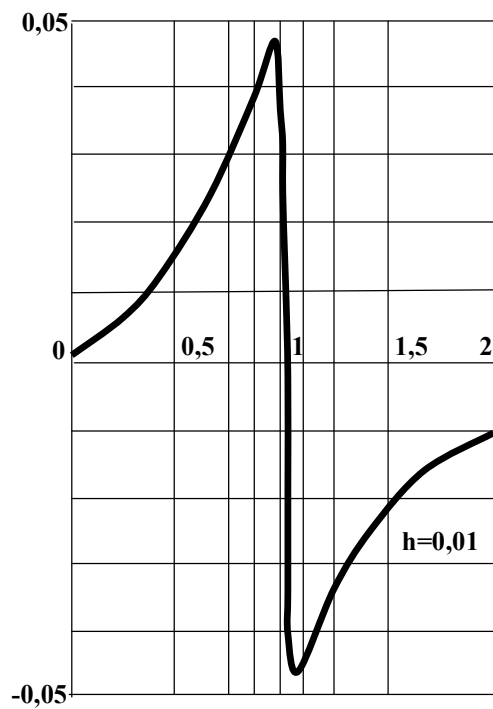


Рис. 5. Зависимость $\frac{\partial \varphi}{\partial h} \frac{h}{\varphi}$ от $\frac{\omega}{\omega_0}$

Оценку влияния трения на величину D можно произвести с помощью формулы:

$$\begin{aligned} \frac{\partial D}{\partial h} \cdot \frac{h}{D} = & \frac{G}{32\pi^4 R D} \left[\left(\frac{1}{v_A^2} - \frac{1}{v_C^2} \right)^2 - \left(\frac{1}{v_B^2} - \frac{1}{v_D^2} \right)^2 \right]^{-1/2} \times \\ & \times \left(\frac{1}{v_A^2} - \frac{1}{v_C^2} \right) v_A^{-3} \left(v_A^2 - \frac{h^2}{4\pi^2} \right)^{-1/2} \times h^2, \end{aligned} \quad (4)$$

где h – относительный коэффициент затухания, вызванный трением. Величина $\frac{\partial D}{\partial h} \frac{h}{D} \approx 10^{-6}$ при: $G = 1000 \frac{H \cdot m}{p \cdot \omega^2}$; массе ротора 0,1 кг; $r=R=0,02$ м; $h=0,01$; $\nu_A=562,000$ Гц; $\nu_C=562,028$ Гц; $\nu_B=\nu_D=0$; эксцентриситете 10^{-6} м. Аналогично для влияния затухания на угол φ получим: $\frac{\partial \varphi}{\partial h} \frac{h}{\varphi} \approx 10^{-6}$.

Ввиду малости полученные значения невозможно представить на рис. 3 и 4 в выбранном масштабе.

3. Метод определения главного момента дисбалансов

На рис. 6 представлена кинематическая схема устройства, реализующего данный метод.

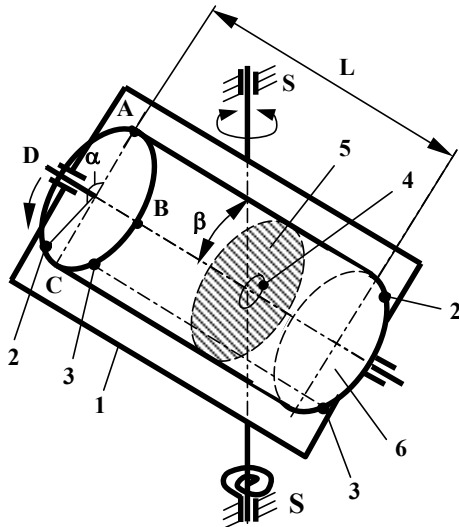


Рис. 6. Кинематическая схема измерительного устройства: 1 – маятниковая рама; 2 – массы, вызывающие динамическую неуравновешенность; 3 – массы, вызывающие статическую неуравновешенность; 4 – центр тяжести ротора; 5 – сечение, перпендикулярное к оси вращения ротора и проходящее через центр тяжести; 6 – исследуемый ротор

Метод включает:

- определение расположения сечения 5 одним из известных способов;
- совмещение оси (SS) с центром сечения 5;
- определение частот свободных колебаний системы относительно вертикальной оси (SS) при соответствующих положениях ротора (A; B; C; D);
- расчет главного момента дисбалансов M и его угла α (рис. 7):

$$M = m' r L = \frac{G}{4\pi^2 \sin 2\beta} \times \sqrt{\left(\frac{1}{\nu_A^2} - \frac{1}{\nu_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\nu_B^2} - \frac{1}{\nu_D^2}\right)^2}, \quad (5)$$

где m' – масса, вызывающая моментную неуравновешенность; L – расстояние между плоскостями коррекции; β – угол наклона оси ротора относительно вертикали; $\nu_A, \nu_B, \nu_C, \nu_D$ – частоты свободных колебаний системы относительно оси (SS) при соответствующих положениях ротора.

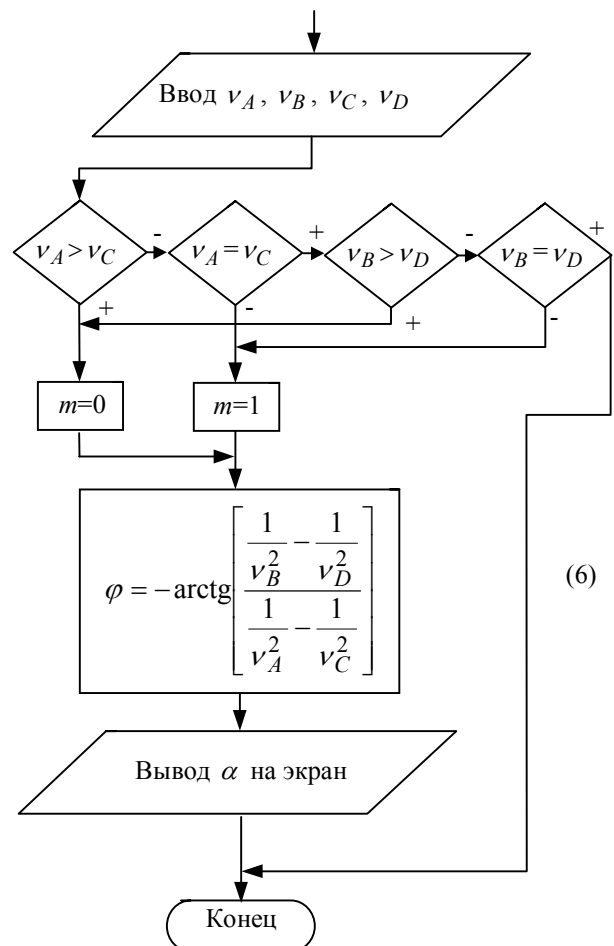


Рис. 7. Алгоритм расчета α

Данный алгоритм аналогичен алгоритму расчета φ (рис.3). Формулы (5) и (6) аналогично формулам (1) и (2) получены в результате решения системы уравнений свободных колебаний при соответствующих положениях ротора (A; B; C; D).

4. Выводы и рекомендации

Рассмотренные методы позволяют получить значительно меньшую погрешность, вызванную трением. При этом влияние трения практически сведено к нулю. Кроме того, они более приемлемы для таких роторов, балансировку которых производят путем тщательной доводки в несколько этапов (перемещение лопаток турбин и других уравновешивающих элементов в пазах, шлифовка, напайка и т.д.). На традиционных станках эти процедуры будут каждый раз сопровождаться торможениями и пусками, а следовательно, потерями времени и электроэнергии, что особенно актуально для массивных роторов.

Литература: 1. Левит М.Е. и др. Балансировка деталей узлов. М.: Машиностроение, 1986. 248 с. 2. ГОСТ 22061-76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. 3. А.С. 1825996A1 G01M1/10. 4. Савельев И.В. Основы теоретической физики: Т.1. Механика, электродинамика. М.: В.Ш., 1991. 420 с.

Поступила в редколлегию 13.02.2002

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Невлюдов И.Ш.

Мамонтов Александр Викторович, ст. преп. кафедры ОТ ХНУРЭ. Научные интересы: техническая диагностика, оптимизация технологических процессов. Увлечения: музыка, фотосъемка, пчеловодство. Адрес: Украина, 61045, Харьков, ул.Очаковская, 82, кв. 1, тел. 40-93-60.