

РАЗЛИЧЕНИЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ И УГЛОВОЙ РАСЦЕНТРОВОК ВАЛОВ ПРИ ПОМОЩИ МЕЖКОМПОНЕНТНОЙ ФАЗОВОЙ ОБРАБОТКИ СИГНАЛОВ

Д. А. Кечик, И. Г. Давыдов

Учреждение образования «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники», г. Минск, Республика Беларусь

Внедрение методов неразрушающего контроля, включая виброакустическую диагностику, существенно снижает затраты производства за счёт уменьшения времени простоя оборудования, предотвращения его внезапных отказов, уменьшения числа ошибок монтажа при сборке за счёт удлинения межремонтного интервала, своевременного выявления подобных ошибок [1]. Одной из распространённых проблем сборки оборудования, приводящей к значительному росту частоты отказа его узлов, является расцентровка соединяемых валов [2].

Выводы о наличии расцентровки делаются на основании анализа амплитудного спектра вибрации. Как правило, расцентровка характеризуется повышенной амплитудой второй (иногда и третьей) гармоник частоты вращения вала. При этом имеется проблема различения угловой и параллельной расцентровок. На рисунке 1 изображены кинематические модели валов, соединённых муфтами, для параллельной и угловой расцентровки, приведённые в [3].

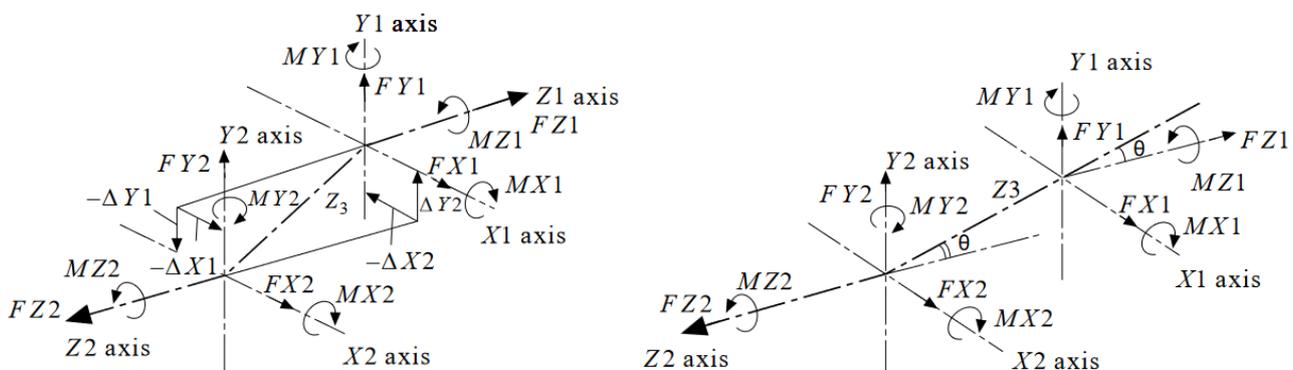


Рисунок 1 – Параллельная (а) и угловая (б) расцентровки валов

Решение о наличии того или иного вида расцентровки принимают по уровням соответствующих составляющих вибрации, измеренной в трёх направлениях (горизонтальном, вертикальном, осевом). Установка множества датчиков требует больших материальных затрат, кроме этого, не всегда возможна технически. Свою эффективность показал анализ траекторий движения вала [4], требующий установки только двух датчиков вибрации в радиальных направлениях. Однако метод плохо формализован и требует применения машинного обучения [5]. Модель, различающая изображения траекторий, обучается для каждого частного случая. Преодолеть выше указанные недостатки возможно при использовании межкомпонентной фазовой обработки сигналов.

Межкомпонентные фазовые отношения (МКФО) [6] составляющих полигармонического сигнала – линейные комбинации фаз его гармонических составляющих $\phi(h)$, $h = 1 \dots H$:

$$\Theta(k) = \sum_{h=1}^H k(h) \cdot \phi(h), \text{ при условии } \sum_{h=1}^H k(h)h = 0. \quad (1)$$

Для случая параллельной расцентровки, зависимости амплитуд, начальных фаз и значений МКФО от величины расцентровки, разработаны в рамках предыдущей работы [7]. Перемещение точек на концах валов описывается лагранжианом:

$$\mathbf{F} = M \cdot \delta'' + C \cdot \delta' + S \cdot \delta, \mathbf{F} = [F_1, F_2, \dots, F_n], \delta = [\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n]^T, \quad (2)$$

где M – матрица масс, C – матрица затухания, S – матрица жёсткости, размерности матриц $n \cdot n$, n – число степеней свободы, δ – вектор перемещений оси вала δ_i по i степеням свободы, F – вектор сил, $i = 1 \dots n$, штрих означает производную по времени.

Для упрощения анализа, число степеней свободы, описывающих систему, сокращено до двух. Кроме этого, величина расцентровки $E \in [0, 1]$ выражена как отношение параллельного смещения D к осевому Z : $E = D/Z$. Система уравнений (2) была алгебраизирована. Новая система связывает комплексные амплитуды перемещений по степеням свободы с комплексными амплитудами сил:

$$\begin{aligned} \dot{k}_{11}(f) \dot{x}(f, E, \alpha) + \dot{k}_{12}(f) \dot{y}(f, E, \alpha) &= \dot{F}_x(f, E, \alpha), \\ \dot{k}_{21}(f) \dot{x}(f, E, \alpha) + \dot{k}_{22}(f) \dot{y}(f, E, \alpha) &= \dot{F}_y(f, E, \alpha), \\ \dot{k}_{im}(f) &= -\omega^2 \cdot m_{im} + j \cdot \omega d_{im} + s_{im} = R_{im} + j \cdot I_{im}, i, m = 1 \dots n. \end{aligned} \quad (3)$$

Комплексные амплитуды соответствующих величин обозначены точкой сверху. В общем виде, зависимость значений МКФО составляющих вибрации вдоль оси X от величины расцентровки валов может быть выражена согласно (29) в работе [7]:

$$\Theta_x(k, E, \alpha, F_{rot}) = \sum_{h=1}^H k(h) \cdot \phi_x(h, E, \alpha, F_{rot}) = \sum_{h=1}^H k(h) \cdot \phi_{1x}(h \cdot F_{rot}, E, \alpha) + C_x(F_{rot}).$$

Значения МКФО выражены через сумму неинформативной $C_x(F_{rot})$ и информативной (зависимой от E) составляющих:

$$\phi_{1x}(f, E, \alpha) = \text{atan} \frac{F_x(E, \alpha) I_{22}(f) - F_y(E, \alpha) I_{12}(f)}{F_x(E, \alpha) R_{22}(f) - F_y(E, \alpha) R_{12}(f)}. \quad (4)$$

Здесь α – угол между осью X и направлением смещения второго вала. Функция $\text{atan}(x)$ учитывает знак аргумента, $\text{Im}\{x\}$ и $\text{Re}\{x\}$ – мнимая и действительная части величины x соответственно:

$$\operatorname{atan}(x) = \begin{cases} \operatorname{arctg}(\operatorname{Im}\{x\} / \operatorname{Re}\{x\}), & \text{if } \operatorname{Im}\{x\} > 0, \operatorname{Re}\{x\} > 0, \\ \operatorname{arctg}(\operatorname{Im}\{x\} / \operatorname{Re}\{x\}) + \pi, & \text{if } \operatorname{Im}\{x\} > 0, \operatorname{Re}\{x\} < 0, \\ \operatorname{arctg}(\operatorname{Im}\{x\} / \operatorname{Re}\{x\}) - \pi, & \text{if } \operatorname{Im}\{x\} < 0, \operatorname{Re}\{x\} < 0, \\ \operatorname{arctg}(\operatorname{Im}\{x\} / \operatorname{Re}\{x\}), & \text{if } \operatorname{Im}\{x\} < 0, \operatorname{Re}\{x\} > 0. \end{cases} \quad (5)$$

Для колебаний валов вдоль оси Y получим аналогичное (4) выражение, решив систему (2) методом Гаусса для переменной y , как это сделано в [7]:

$$\phi_{1y}(f, E, \alpha) = \operatorname{atan} \frac{F_y(E, \alpha)I_{11}(f) - F_x(E, \alpha)I_{21}(f)}{F_y(E, \alpha)R_{11}(f) - F_x(E, \alpha)R_{21}(f)}. \quad (6)$$

Выражения для амплитуд сил в обоих направлениях в случае параллельных валов были получены для их соединения гибкой муфтой (формула (18) в [7]). В дальнейшем, для упрощения сравнения, будем рассматривать параллельные и угловые смещения валов вдоль одной из радиальных осей. Приведём зависимость $\phi_1(E)$ для случая параллельного смещения валов вдоль оси X , т. е. $\alpha = 0$, на основании упрощённой для этого случая формулы (4):

$$\phi_{1x}(f, E) = \operatorname{atan} \left(\frac{\arcsin(E) \cdot I_{22}(f)}{\arcsin(E) \cdot R_{22}(f)} \right). \quad (7)$$

Для параллельного смещения валов вдоль оси Y , т.е. $\alpha = \pi/2$, из (6) получим:

$$\phi_{1y}(f, E) = \operatorname{atan} \left(\frac{\arcsin(E) \cdot I_{11}(f)}{\arcsin(E) \cdot R_{11}(f)} \right). \quad (8)$$

В обоих случаях перемещения вдоль ортогональных осей равны 0.

Для угловой расцентровки, на основании приведённой в [3] модели, получим выражения сил вдоль радиальных осей при угловом смещении одного из валов вдоль оси X (9) и Y (10) соответственно:

$$F_x = Tq \sin(\theta) / Z, \quad (9)$$

$$F_y = Kb \cdot \theta / Z,$$

$$F_x = Kb \cdot \theta / Z, \quad (10)$$

$$F_y = Tq \sin(\theta) / Z,$$

где Tq – крутящий момент, Kb – вращательная жёсткость муфты, кг·м/рад. Тогда выражения для перемещения вала вдоль соответствующей оси при его угловом смещении вдоль осей X и Y соответственно:

$$\phi_{1yx}(f, E, \alpha) = \operatorname{atan} \frac{F_y(E, \alpha)I_{11}(f) - F_x(E, \alpha)I_{12}(f)}{F_y(E, \alpha)R_{11}(f) - F_x(E, \alpha)R_{12}(f)}; \quad (11)$$

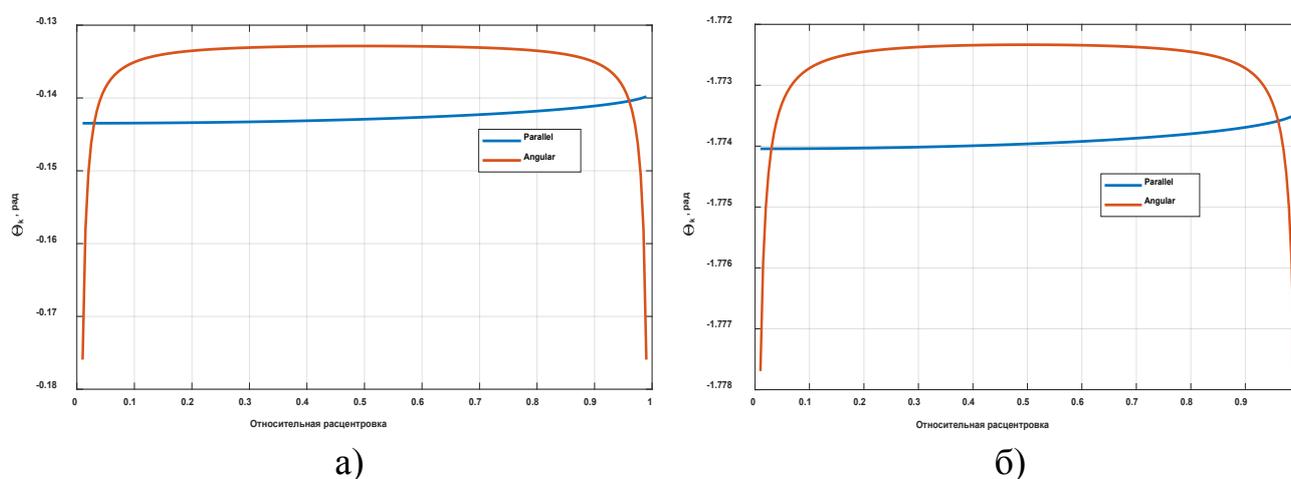
$$\phi_{1yy}(f, E, \alpha) = \operatorname{atan} \frac{F_y(E, \alpha)I_{11}(f) - F_x(E, \alpha)I_{21}(f)}{F_y(E, \alpha)R_{11}(f) - F_x(E, \alpha)R_{21}(f)}. \quad (12)$$

Результаты компьютерного моделирования зависимостей значений $\Theta(k)$ от значений параллельной и угловой расцентровок приведены на рисунке 2. Для удобства отображения на одном графике нормируем значения величины угловой расцентровки и рассчитаем значения МКФО в соответствии с выражением

$$\Theta'_{x,y}(f, \theta') = \Theta_{x,y}(f, (\theta' - 0.5) \cdot 2\pi), \theta' = \theta / (2\pi) + 0.5. \quad (13)$$

Таким образом, в настоящей работе на упрощённой модели показано, что возможно различить виды расцентровки по значениям МКФО составляющих сигналов вибрации, записанных в одном из радиальных направлений.

Показано, что при помощи измерения значений межкомпонентных фазовых отношений составляющих сигналов радиальной вибрации подшипников возможно определить тип расцентровки валов.



(а) – $k = \{2, -1, 0\}$, (б) – $k = \{3, 0, -1\}$

Рисунок 2 – Значения $\Theta(k)$ при параллельной и угловой расцентровках валов

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов, И. Л. Вибродиагностика энергетического оборудования / И. Л. Абрамов. – Кемерово : КузГТУ, 2011. – 81 с.
2. Hariharan, Dr. V. Vibration analysis of misaligned shaft – ball bearing system / Dr. V. Hariharan // Indian J. Sci. Technol. – 2009. – Т. 2. – С. 45–50.
3. Sekhar, A. S. Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery / A. S. Sekhar, B. S. Prabhu // J. Sound Vib. – 1995. – Vol. 185, № 4. – P. 655–671.
4. Вибродиагностика : монография / Е. З. Мадорский [и др.] ; ред. Г. Ш. Розенберг. – СПб : ПЭИПК, 2003. – 284 с.
5. Algorithm of classification of shaft orbits / D. Kechik [et al.] // PSU Proc. Ser. C. – 2021. – № 4. – P. 35–44.
6. Barysenka, S. Y. Single-channel speech enhancement using inter-component phase relations / S. Y. Barysenka, V. I. Vorobiov, P. Mowlae // Speech Commun. – 2018. – Vol. 99. – P. 144–160.
7. Кечик, Д. А. Зависимость значений межкомпонентных фазовых отношений гармонических составляющих вибрации от смещения несоосных валов [Электронный ресурс] / Д. А. Кечик. – Режим доступа: <http://dx.doi.org/10.13140/RG.2.2.19082.24000>. – Дата доступа: 27.09.2023.