

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВІБРАЦІЙ ПРИВОДНОГО ТА НАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ДВИГУНІВ ДВОМАСОВОЇ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ З ПРУЖНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ДЛЯ РІЗНИХ ЧАСТОТ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ

Хоменко В.М., Сидоров О.В., Борисенко В.П.

*Донецький національний технічний ун-т
slava.khomenko@gmail.com*

The paper deals with experimental study of mechanical vibrations in two mass spring-coupled electromechanical systems. The results may be used in vibration-based diagnostic systems for reasoning of better accelerometers placement, and for improvement of control of maximum level of vibrations by means of taking into account the effect of change of vibrations level in function of drive motor steady state rotation speed.

Об'єкт досліджень – це двомасова електромеханічна система з пружним зв'язком між першою (приводний двигун) та другою (навантаження) розрахунковими масами.

Метою статті є вивчення характеру вібрацій в основних точках системи, змінення їх величини в залежності від поточної частоти обертання валу приводного двигуна.

Вивчення причин та джерел виникнення вібрацій в електромеханічних системах є актуальним. Так, відповідно до [1], близько 2/3 поломок та аварій машин відбуваються з причин їх вібрації. Особливу увагу привертає вивчення вібрацій систем з пружними механічними зв'язками.

Нами був проведений експеримент на двомасовій електромеханічній системі, під час якого виконувались заміри: струму якоря приводного двигуна I_1 ; частоти обертання першої маси ω_1 ; а також віброприскорення в шести точках для аксіального та радіального напрямків, що регламентовано ГОСТ 20815-93 (МЭК 34-14-82) [2].

Вимір величин віброприскорень здійснювався за допомогою промислових приборів КРОПУС «795М» та ВАСТ «СД-21». Інші сигнали (частоти обертання, струму і напруги живлення приводного двигуна) були подані на АЦП Otagon systems 5710 через блок гальванічної розв'язки. Керування системою виконувалось з середовища MATLAB.

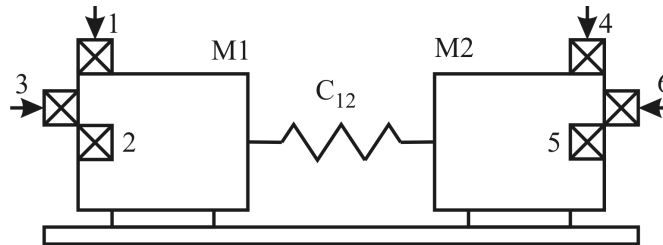


Рисунок 1 – Схема встановлення датчиків вібрації на стенді

Основні характеристики стенду: момент інерції першої розрахункової маси $J_1 = 0,1382 \text{ Нм}^2$, другої маси $J_2 = 0,0855 \text{ Нм}^2$; власна частота пружного зв'язку $\Omega_{12} = 37,01 \text{ с}^{-1}$, його коефіцієнт жорсткості $C_{12} = 72,35 \text{ Нм}$.

Таблиця 1 – Результати заміру рівня вібрацій корпусу для чотирьох значень частоти обертання

Частота обертання валу, с^{-1}	Точки заміру вібрацій					
	1	2	3	4	5	6
24,5	1,5 / 0,47	1,0 / 0,33	1,1 / 0,35	2,3 / 0,74	3 / 1,18	0,8 / 0,29
53,1	1,6 / 0,56	1,5 / 0,51	1,76 / 0,59	2,7 / 1,07	3 / 1,17	1,4 / 0,5
59,0	2,0 / 0,68	5,0 / 1,79	2,4 / 0,97	2,6 / 1,22	4,7 / 1,83	2,5 / 0,94
65,1	2,8 / 1,2	5,4 / 2,4	3 / 1,03	3,9 / 1,26	6 / 2,42	2,9 / 1,02

В табл.1 відображені значення віброприскорення у вигляді дробу, де чисельник відповідає амплітудному значенню вібрації в точці, а знаменник – середньоквадратичному зазначенню (СКЗ) за розглянутий проміжок часу (робота в усталеному режимі на заданій частоті обертання). Розмірність наведених величин віброприскорення відповідає мм/с².

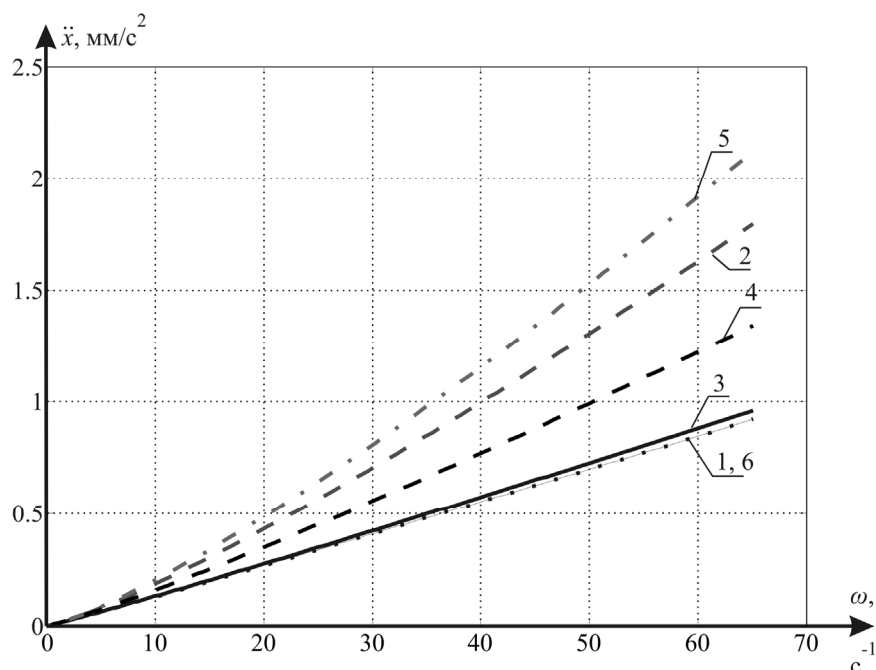


Рисунок 2 – Апроксимовані криві СКЗ віброприскорення від частоти обертання валу двигуна для шести основних точок заміру вібрації

Побудовані апроксимовані залежності СКЗ віброприскорення від частоти обертання валу двигуна в двомасовій електромеханічній системі приведені на рис. 2. Апроксимація виконана за методом найменших квадратів відповідно для емпіричної формули [1]:

$$\ddot{x}(\omega) = \alpha \cdot \omega^k, \quad (1)$$

де \ddot{x} - віброприскорення, мм/с²;

ω - частота обертання валу, с⁻¹;

k - показник, що для різних типів двигунів змінюється в діапазоні $k = 0,5 \div 1,5$ [1], і підлягає визначенню для кожної з точок, в яких проводились виміри віброприскорення;

α - коефіцієнт, який залежить від потужності машини. На основі усереднення результатів експерименту, для розглянутого випадку нами встановлено $\alpha = 1,15 \cdot 10^{-3}$.

Таблиця 2 – Апроксимовані значення показника k для різних точок на корпусі виміру віброприскорення

Номер точки	1	2	3	4	5	6
Значення k	1,05	1,21	1,06	1,14	1,25	1,05

Найбільше значення показника k спостерігається для точок 2 і 5, тобто для горизонтального розташування акселерометрів. В аксіальному напрямку при переході від першої маси системи (точка 3) до другої (точка 6) зміни досить незначні, що не суперечить даним табл. 1.

В сигналі частоти обертання валу приводного двигуна можна спостерігати гармонічні складові, кратні частоті обертання. Це явище звичайно викликане такими дефектами механічної частини, як неспіввісність валів, дебаланс мас, та ін. [1, 3]. У зв'язку з кінцевою величиною жорсткості опор в аксіальному та радіальних напрямках, їх недосконалому стану, відбувається поширення цих коливань на корпус двигуна. Нижче, на рис. 3, приведено графіки спектрів сигналів віброприскорення на приводному двигуні в горизонтальному напрямку для точки 2 розташування акселерометру.

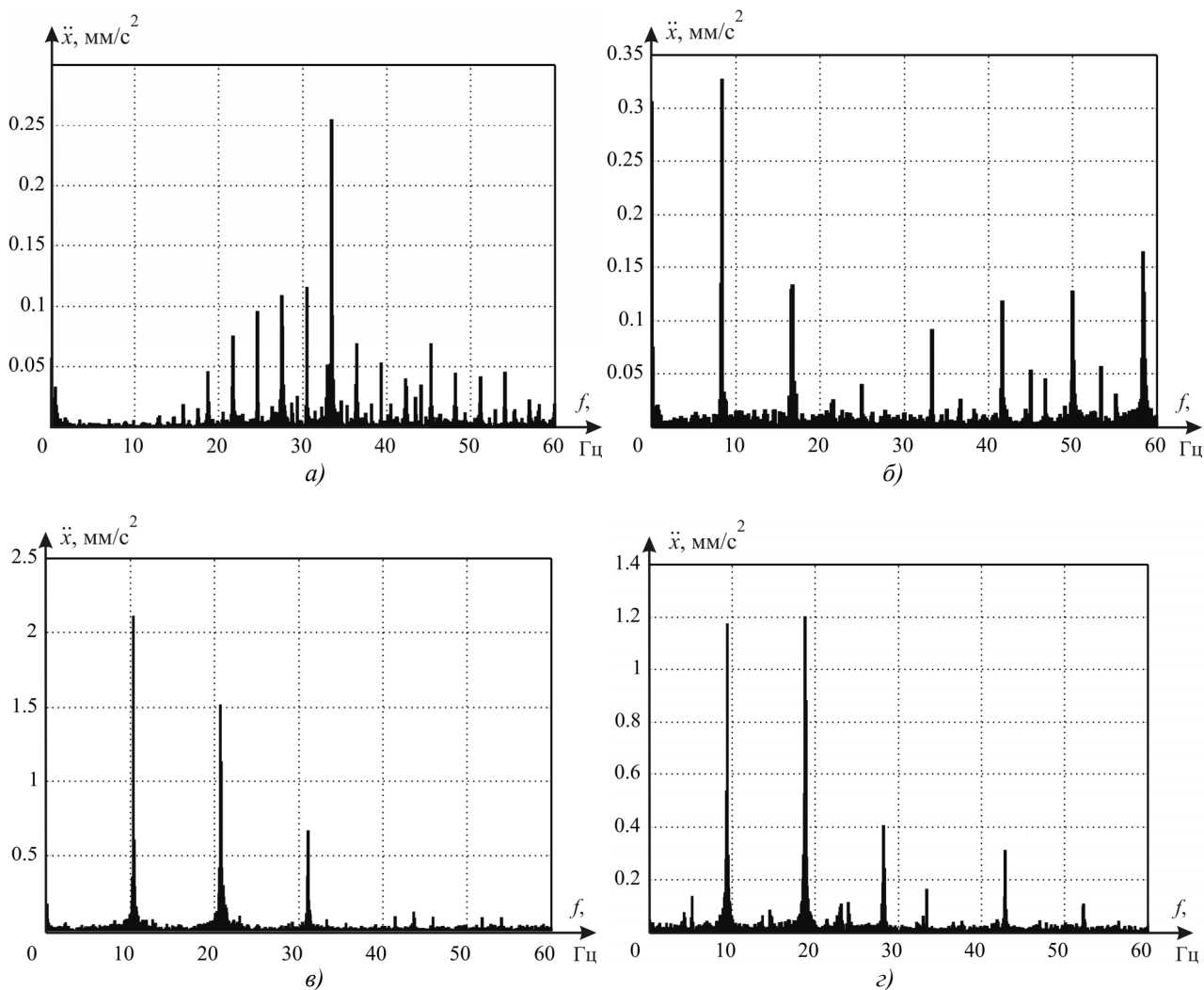


Рисунок 3 – Спектри віброприскорень в точці 2 для різних частот обертання валу приводного двигуна:

$$а) \omega_1 = 24,5 \text{ c}^{-1}; б) \omega_1 = 53,1 \text{ c}^{-1}; в) \omega_1 = 59,0 \text{ c}^{-1}; г) \omega_1 = 65,1 \text{ c}^{-1}$$

Отримані результати планується застосовувати для діагностування електромеханічних систем. Так, базуючись на залежностях віброприскорення $\ddot{x}_{1..6} = f(\omega_1)$ в різних точках розташування акселерометрів, можна зробити висновок, що контроль рівня вібрацій електроприводів повинен проводитись з врахуванням впливу поточної частоти обертання. Для поліпшення якості діагностування доцільно змінювати допустимі обмеження на допустиме значення величини віброприскорення (поріг спрацьовування) в функції середньоквадратичного значення ω , враховуючи поточну робочу швидкість для приводів зі змінною частотою обертання приводного двигуна. Застосування змінної уставки порогу спрацьовування сприятиме більш досконалому виявленню несправностей під час роботи на низьких швидкостях, так як враховується зниження величини потоку енергії від приводного двигуна і зменшення відповідних рушійних сил. Налаштування максимальної величини уставки повинно проводитись для максимальних робочих значень частот обертання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие. Под ред. д-ра техн. наук проф. Н. В. Григорьева. – Л.: «Машиностроение», (Ленингр. отд-ние), 1974. – 464 с.
2. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотой оси вращения 56 мм и более. Измерение, оценка и допустимые значения : ГОСТ 20815-93 (МЭК 34-14-82)
3. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. 1996 [Электрон. ресурс]. – Режим доступа до книги: <http://www.vibrocenter.ru/book.htm>
4. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник / В.В. Клюев, Ф.Р. Соснин, А.В. Ковалев и др.; Под ред. В.В. Клюева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение: Спектр, 2003. – 656 с.: ил. – ISBN 5-217-03178-6.
5. В.П. Дьяконов. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Обработка сигналов и проектирование фильтров. – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 576 с.: ил. *Рекомендовано д.т.н. Коцегубом П.Х.*