© С.М. Федоров, 2006

УДК 622.7

С.М. Федоров

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ФАЗЫ КОЛЕБАНИЙ ВИБРОМАШИН

Колебательные движения центра тяжести колеблющихся масс вибрационной мельницы можно описать системой дифференциальных уравнений [1]:

$$M\ddot{x} + b_x\dot{x} + c_x x = m_д\omega^2 R\cos(\omega t + \varphi),$$
$$M\ddot{y} + b_y\dot{y} + c_y y = m_д\omega^2 R\sin(\omega t + \psi), \quad (1)$$

где M – масса колеблющейся части; x и y – координаты колеблющегося центра масс, отсчитываемые от положения равновесия; c_x и c_y – жесткость опорных пружин по соответствующим координатам; b_x и b_y – коэффициенты сопротивления диссипативных сил по соответствующим осям; $m_д$ – масса дебаланса вибратора; ω – угловая скорость вала вибратора (дебаланса); R – радиус центра масс дебаланса; t – время, φ и ψ – фазы колебаний по осям x и y.

В лаборатории кафедры горной механики и транспорта Московского государственного горного университета были проведены эксперименты по определению фактических фаз колебаний.

Схема экспериментального вибрационного стенда с установленной на нём измерительной аппаратурой показана на рис. 1.

Асинхронный трехфазный электродвигатель 1 марки АИР63В4 переменного тока мощностью 0,37 кВт с номинальной частотой вращения вала 1320 мин$^{-1}$ был жестко закреплён на колеблющейся части стенда. Частота вращения вала электродвигателя регулировалась однофазным частотным преобразователем марки FRS520SE ECR фирмы «MITSUBISHI». За счет установки дополнительных грузов масса колеблющейся части стенда изменялась от 28 до 58 кг. На валу электродвигателя с обеих сторон закреплялись дебалансы 2. Радиус эксцентриситета дебаланса составлял 0,03 м. Статический момент дебаланса изменялся за счет набора дополнительных пластин массой 0,09 кг каждая и составлял 0,0054÷0,027 кг×м. Колеблющаяся часть стенда опиралась на цилиндрические пружины *6*, установленные на раме *7*. Суммарная жесткость четырех пружин составляла $\sum C \approx$ 800 Н/м. Собственная частота стенда ω_0 составляла ≈ 23,8÷33,3 рад/с. Измерительная аппаратура - индукционный вибродатчик 3 марки МВ-22 и индукционная катушка 5 крепились на опорной плите колеблющейся части с разных её сторон во избежание взаимных наводок таким образом, что их оси

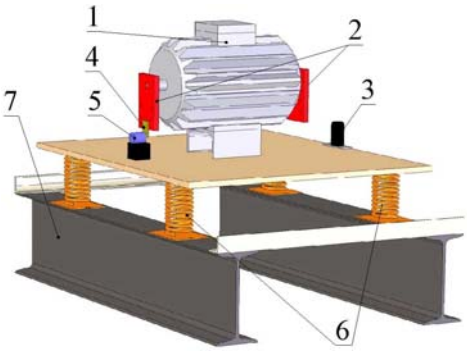


Рис. 1. Схема экспериментального стенда с измерительной аппаратурой: *1* - электродвигатель; *2* - дебалансы; *3* - индукционный вибродатчик МВ-22; *4* - постоянный магнит; *5* - катушка индуктивности; *6* - пружины; *7* - рама

а б

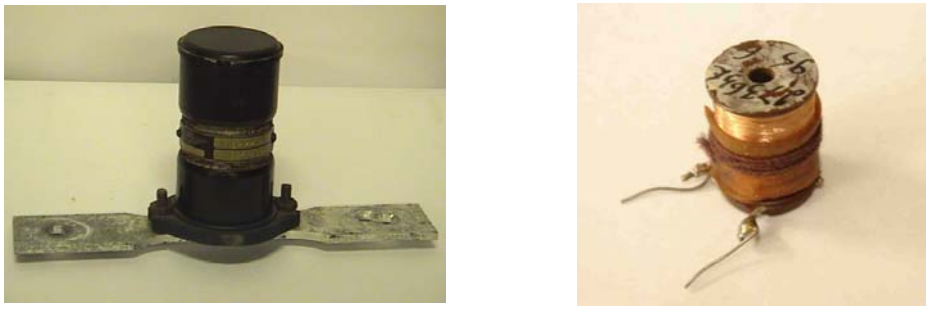
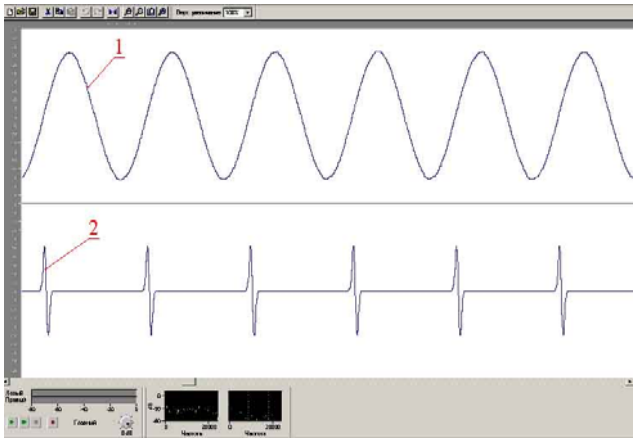


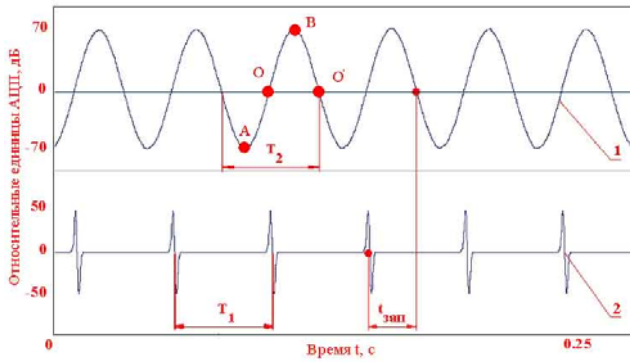
Рис. 2. Общие виды индукционных: катушки (а); датчика вибрации МВ-22(б)

и ось вала электродвигателя размещались в одной вертикальной плоскости. На дебалансе со стороны индукционной катушки закреплялся постоянный магнит 4. Во время прохождения постоянного магнита мимо индукционной катушки в ней индуцировалась ЭДС. Сопротивление обмотки индукционной катушки составляло 1,5 кОм. На рис. 2 показаны общие виды индукционной катушки (а) и вибродатчика МВ-22 (б).

Аналоговые электрические сигналы, генерируемые датчиками во время работы стенда, поступали на двухканальный АЦП (аналогово-цифровой преобразователь) на базе звуковой карты SB16, входившей в состав ПК, и преобразовывались в цифровые данные. Максимальная



а



б

Рис. 3. Фрагменты осциллограмм сигналов (а), расшифровка осциллограммы (б): сигнал от индукционной катушки - *2* и индукционного вибродатчика - *1*; T_1 и T_2 – соответственно периоды вращения дебаланса и колебаний подвижной части стенда; $t_{зап}$ – время отставания; точки А и В – максимальные значения ускорений; О и О` – крайнее верхнее и нижнее положение плиты

частота дискретизации АЦП составляла 48 кГц. Диапазон напряжений на входе находился в пределах 0–5 В.

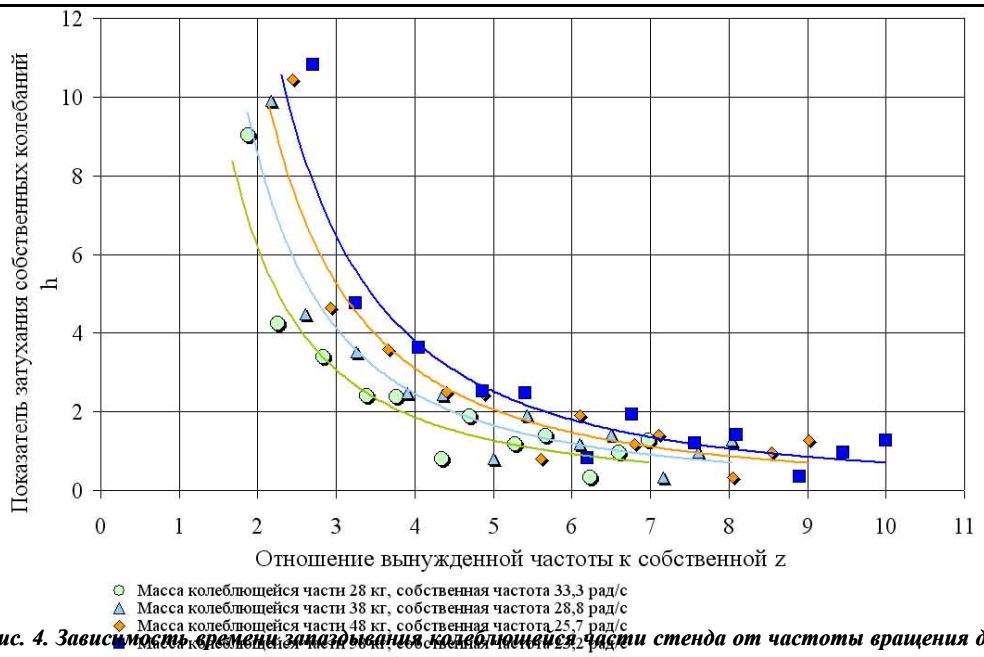


Рис. 4. Зависимость времени запаздывания колеблющейся части стенда от частоты вращения дебаланса

Рис. 6. Зависимости показателей затухания собственных колебаний h от отношения вынужденной частоты к собственной z

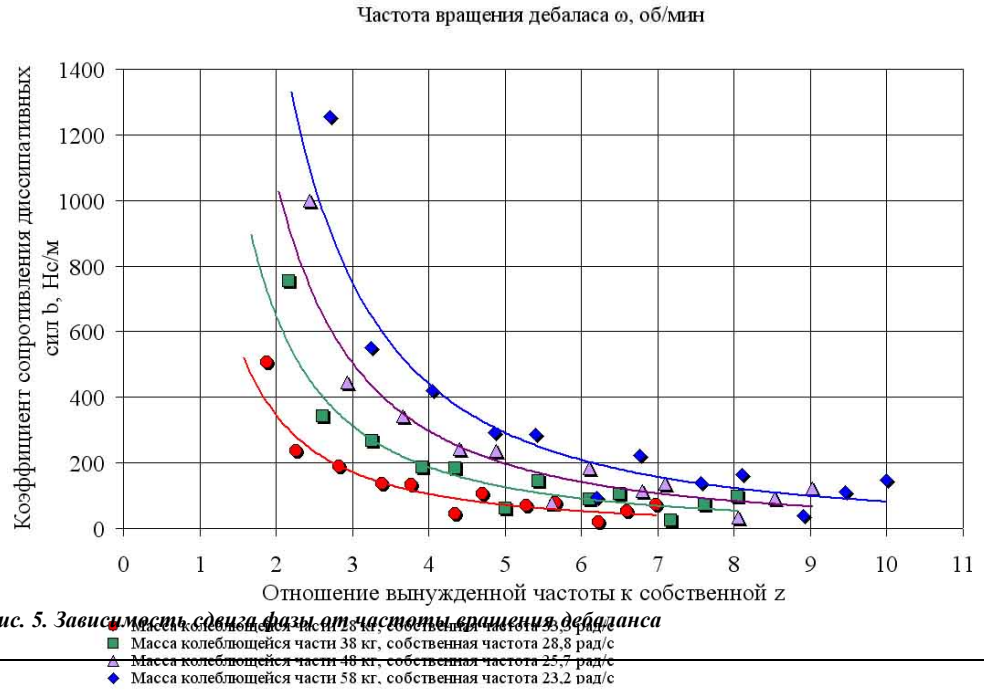


Рис. 5. Зависимость сдвига фазы от частоты вращения дебаланса

Рис. 7. Зависимости коэффициентов сопротивления диссипативных сил b от отношения вынужденной частоты к собственной z

Оцифрованный сигнал записывался в формате *wav, обрабатывался и сохранялся на жестком диске ПК с помощью программы Nero Wave Editor. На рисунке 3а показаны фрагменты исходных осциллограмм ускорений 1 от индукционного датчика вибрации МВ-22 и сигналов 2 от индукционной катушки, записанных в программе Nero Wave Editor в режиме стерео. А на рис. 3, *б* – фрагменты осциллограмм с указанием временных интервалов для определения времени запаздывания (отставания) $t_{зап}$ движений колеблющейся части от вращения дебаланса. Судя по осциллограммам ускорений колебания близки к гармоническим.

В графическом виде результаты исследований для зарезонансного и близко к резонансному режимам показаны на рис. 4 и 5. Аппроксимация данных производилась с помощью полиномиальной и степенной кривой. R^2 – величина достоверности аппроксимации.

Из графика на рис. 4 видно, что время запаздывания $t_{зап}$ (см. рис. 3 (б)) колеблющейся части стенда с увеличением частоты вращения дебаланса уменьшалось по степенной зависимости. Это можно объяснить тем, что количество колебаний в 1 секунду с увеличением частоты вращения дебаланса возрастало.

Сдвиг фазы φ (см. рис. 5) увеличивался с ростом частоты вращения дебаланса и достигал значений близких к 180° при частоте 1400–2250 мин$^{-1}$ (далеко зарезонансный режим). В резонансном режиме ω_0 = 288 мин$^{-1}$ сдвиг фазы был близок к 90°.

Стоит отметить тот факт, что характер кривых времени запаздывания и сдвига фазы от частоты вращения дебаланса не зависел от изменения массы колеблющейся части стенда и статического момента дебаланса.

После экспериментального определения сдвига фазы φ по известным формулам [2] рассчитывались значения коэффициентов демпфирования.

$$\varphi = arctg\frac{2h\omega}{\omega_0^2 - \omega^2} \qquad (2)$$

где h - показатель затухания собственных колебаний подвижной части

$$h = \frac{\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)tg\varphi}{2\omega} = \frac{\omega_0^2\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)tg\varphi}{2z} = \qquad (3)$$

$$= \frac{\omega_0^2\left(1 - z^2\right)tg\varphi}{2z}$$

Откуда значения «b» в уравнениях (1)

$$b = 2hM \qquad (4)$$

Зависимости показателей h затухания собственных колебаний колеблющейся части от отношения вынужденной частоты ω к собственной ω0 это z= ω/ω0 имеет степенной характер (рис. 6). Показатели уменьшаются с увеличением z.

Коэффициенты сопротивления диссипативных сил «b» уменьшаются с увеличением отношения вынужденных колебаний к собственным z по степенным зависимостям (рис. 7). Эти коэффициенты зависят от таких параметров вибрационной системы, как масса колеблющейся части, и как следствие собственных частот.

Изменения коэффициентов демпфирования от массы колеблющейся части стенда происходят по линейным зависимостям (рис. 8)

Как видно из рисунка масса колеблющейся части стенда значительно влияет на изменение коэффициента демпфирования при частоте колебаний 62,8 рад/с, т.е. ω/ω_0 = 2. При работе стенда в далеко зарезонансном режиме изменения коэффициентов «b» увеличивается менее интенсивно.

Выводы:

- Сдвиг фазы при резонансном режиме работы вибрационного стенда $\omega_0 = \omega$ близок к 90°, а в далеко зарезонансном режиме приближается к 180°.
- Сдвиг фазы и время отставания не зависят от массы колеблющейся части стенда и статического момента дебаланса.

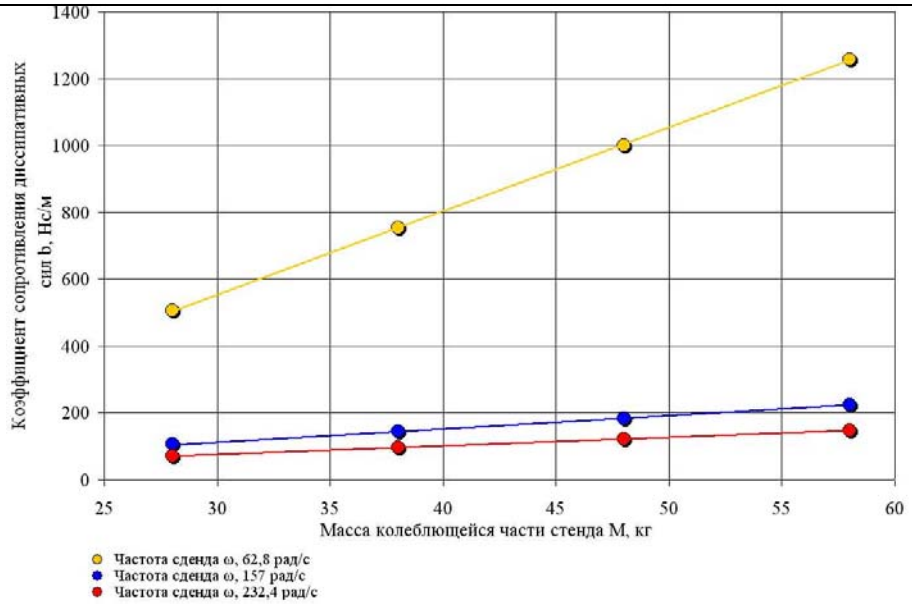


Рис. 8. Зависимости коэффициентов "b" сопротивления диссипативных сил от массы колеблющейся части стенда

- Зависимости показателей затухания собственных колебаний h колеблющейся части от отношения вынужденной ω и собственной ω_0 частот ($z = \omega/\omega_0$) имеет степенной характер. С увеличением частоты показатели h уменьшаются. Полученные зависимости близки к теоритическим.
- Масса колеблющейся части значительно влияет на изменение коэффициента диссипативных сил "b" при частоте колебаний подвижной части ω = 62,8 рад/с, т.е. $\omega/\omega_0 = 2$. При работе стенда в далеко зарезонансном режиме коэффициенты «b» увеличиваются менее интенсивно, чем при частотах, близких к резонансу.
- Коэффициенты сопротивления диссипативных сил «b» уменьшаются с увеличением z по степенным зависимостям. Эти коэффициенты зависят от таких параметров вибрационной машины, как масса колеблющейся части.
- Разработанная экспериментальная методика определения коэффициента диссипативных сил проста и может быть использована для промышленных образцов вибрационных машин. Значение этого коэффициента необходимо при расчёте динамических нагрузок вибрационных дебалансных машин и позволит уточнить эти расчёты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Серов В.А.* Теоретические основы процессов дробления, измельчения и классификации минерального сырья, – М.: МГГУ, 2003 г., с.71.

2. *Хайкин С.Э.* Физические основы механики, – М.: Физматгиз, 1963 г., 772 стр. с илл.

Коротко об авторах

Федоров С.М. – аспирант, Московский государственный горный университет.