

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ РЕЖИМА СИНХРОННО-СИНФАЗНОГО
ВРАЩЕНИЯ ВАЛОВ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ НАПРАВЛЕННЫХ
КОЛЕБАНИЙ С УЧЕТОМ РАЦИОНАЛЬНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ОСЕЙ
ЕГО ВАЛОВ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УПРУГОГО СИНХРОНИЗАТОРА**

Досліджено вплив зсуву центру мас короба грохота на режим синхронно-сінфазного обертання валів його вібровозбуджувача, оснащеного пружним синхронізатором, для випадків залипання грохотимого матеріалу і нерівномірної його подачі. Приведені адекватні залежності режимних характеристик від параметрів короба і вібровозбуджувача.

**THE MODE SYNCHRONOUS AND SYNPHASE TO MOTION SHAFTS
OF VIBRATIONS AGREGATE TO GET LINEAR VIBRATIONS TO TAKE
INTO ACCOUNT RATIONAL LOCATION OF SHAFTS AND USE
RESILIENT SYNCHRONIZER IS PROVIDE**

The results of research the parameters location of body center of screen and mode synchronous and synphase to motion shafts of vibrations aggregate are proposed. Sticky material screening and given unevenly is describe. Adequate dependence modes and description depend on parameters of body and vibrations aggregate.

Грохоты, оснащенные инерционными самосинхронизирующимися вибровозбудителями направленного действия [3], широко используются в горно-рудной, обогатительной, строительной, и других отраслях промышленности Украины. Однако в условиях грохочения материалов склонных к налипанию [2] и при переменной подаче рабочий режим направленных колебаний нарушается, что приводит к снижению производительности. Эта проблема может быть решена несколькими способами, например использованием зубчатой пары [1] для синхронизации режима вращения или использованием упругого синхронизатора [5]. Использование упругого синхронизатора более предпочтительно, так как потребляемая мощность привода меньше, чем в случае с зубчатой передачей. Данная статья посвящена вопросу влияния смещения центра масс короба вибрационного грохота на режим синхронно-сінфазного вращения валов его возбудителя в условиях самосинхронизации и с использованием упругого синхронизатора.

Сформулируем основные задачи исследования:

- создать математическую модель грохота с вибровозбудителем направленных колебаний оснащенным упругим синхронизатором;
- аналитически исследовать режимные параметры работы вибровозбудителя при смещении центра масс колеблющейся части грохота;
- сравнить режимы работы вибратора в условиях самосинхронизации и использования упругого синхронизатора при смещении центра масс колеблющейся части вибромашины;
- проверить адекватность модели;

- проанализировать полученные результаты и сделать выводы о применимости упругого синхронизатора;
- указать перспективные направления дальнейших исследований упругой синхронизации в конструкциях вибротехники.

На рисунке 1 представлена расчетная схема модели, которая описывает динамику системы «короб грохота – вибровозбудитель – упругий синхронизатор – привод» [4]. В представленной модели впервые учитываются величина эксцентриситета втулок синхронизатора и жесткость его упругого элемента.

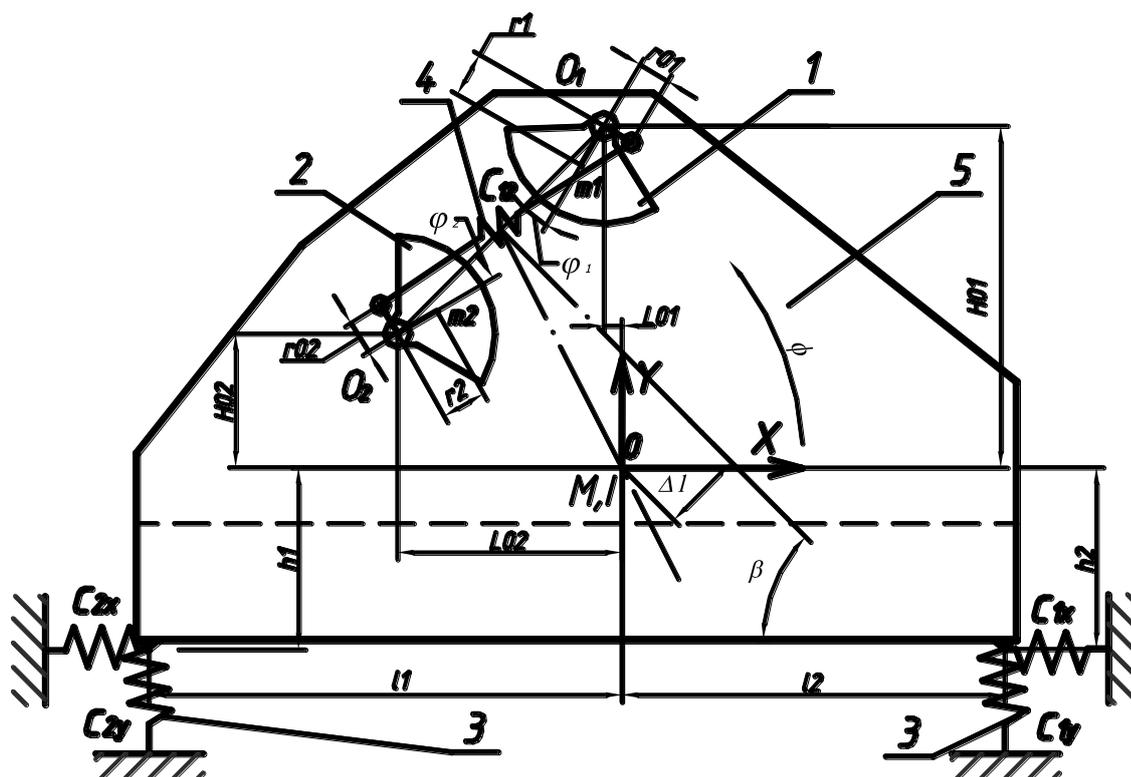


Рис. 1 – Расчетная схема двухвального вибровозбудителя на коробе вибрационного грохота

Рассматриваемая система имеет пять степеней свободы – две поступательные (координаты x и y) и три поворотные – координаты ϕ , ϕ_1 , ϕ_2 .

Принцип действия двухвального вибровозбудителя направленных колебаний заключается в том, что при вращении его валов в разных направлениях они создают два круговых возмущающих усилия, в сумме которые дают направленные возмущения вдоль оси.

Движение центра масс короба и дебалансных грузов вибровозбудителя описываются следующей системой дифференциальных уравнений (уравнения вертикальных, горизонтальных колебаний и поворот рабочего органа, уравнения движения дебалансных грузов).

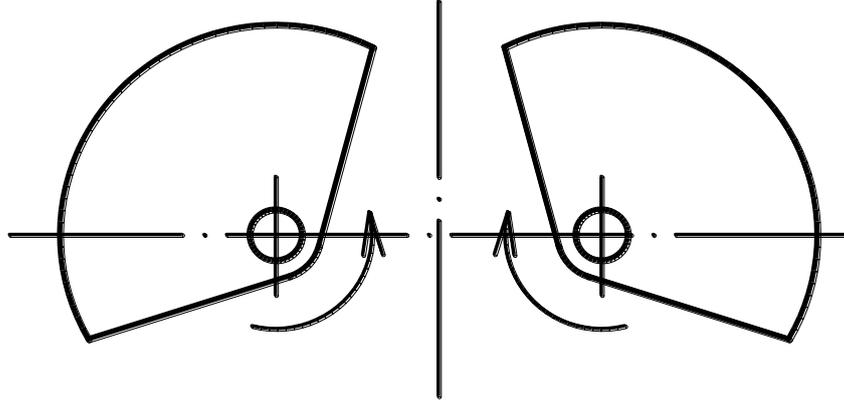


Рис. 2 – Схема противофазного вращения дебалансов

$$M\ddot{x} + m_1[\ddot{x} - H_{01}\ddot{\phi} + \dot{\phi}_1 r_1 \cos \beta \sin \varphi_1] + m_2[\ddot{x} - H_{02}\ddot{\phi} - \dot{\phi}_2 r_2 \cos \beta \sin \varphi_2] + C_{1x}(x + h_1\phi) + C_{2x}(x + h_2\phi) = 0$$

$$M\ddot{y} + m_1[\ddot{y} - L_{01}\ddot{\phi} - \dot{\phi}_1 r_1 \sin \beta \cos \varphi_1] + m_2[\ddot{y} - L_{02}\ddot{\phi} - \dot{\phi}_2 r_2 \sin \beta \cos \varphi_2] + C_{1y}(y - l_1\phi) + C_{2y}(y + l_2\phi) = 0$$

$$I_c\ddot{\phi} - m_1 H_{01}[\ddot{x} - \dot{\phi} H_{01} + \dot{\phi}_1 r_1 \cos \beta \sin \varphi_1] - m_1 L_{01}[\ddot{y} - L_{01}\ddot{\phi} - \dot{\phi}_1 r_1 \sin \beta \cos \varphi_1] - m_2 H_{02}[\ddot{x} - \dot{\phi} H_{02} - \dot{\phi}_2 r_2 \cos \beta \sin \varphi_2] -$$

$$- m_2 L_{02}[\ddot{y} - L_{02}\ddot{\phi} - \dot{\phi}_2 r_2 \sin \beta \cos \varphi_2] + C_{1x} h_1(x + h_1\phi) + C_{2x} h_2(x + h_2\phi) - C_{1y} l_1(y - l_1\phi) + C_{2y} l_2(y + l_2\phi) = 0$$

$$I_1\ddot{\phi}_1 + m_1 \begin{bmatrix} r_1 \cos \beta \sin \varphi_1 (\ddot{x} - H_{01}\ddot{\phi} + \dot{\phi}_1 r_1 \cos \beta \sin \varphi_1) - \\ - r_1 \sin \beta \cos \varphi_1 (\ddot{y} - L_{01}\ddot{\phi} - \dot{\phi}_1 r_1 \sin \beta \cos \varphi_1) \end{bmatrix} - m_1 \dot{\phi}_1 r_1 \begin{bmatrix} (\dot{x} - H_{01}\dot{\phi} + \dot{\phi}_1 r_1 \cos \beta \sin \varphi_1) \cos \beta \cos \varphi_1 + \\ + (\dot{y} - L_{01}\dot{\phi} - \dot{\phi}_1 r_1 \sin \beta \cos \varphi_1) \sin \beta \sin \varphi_1 \end{bmatrix} +$$

$$+ m_1 g r_1 \cos(\varphi_1 - \beta) = M_1(\varphi_1) - R_1(\varphi_1)$$

$$I_2\ddot{\phi}_2 + m_2 \begin{bmatrix} - r_2 \cos \beta \sin \varphi_2 [\ddot{x} - H_{02}\ddot{\phi} - \dot{\phi}_2 r_2 \cos \beta \sin \varphi_2] - \\ - r_2 \sin \beta \cos \varphi_2 (\ddot{y} - L_{02}\ddot{\phi} - \dot{\phi}_2 r_2 \sin \beta \cos \varphi_2) \end{bmatrix} - m_2 \dot{\phi}_2 r_2 \begin{bmatrix} (-\dot{x} + H_{02}\dot{\phi} + \dot{\phi}_2 r_2 \cos \beta \sin \varphi_2) \cos \beta \cos \varphi_2 + \\ + (\dot{y} - L_{02}\dot{\phi} - \dot{\phi}_2 r_2 \sin \beta \cos \varphi_2) \sin \beta \sin \varphi_2 \end{bmatrix} -$$

$$- m_2 g r_2 \cos(\varphi_2 + \beta) = M_2(\varphi_2) - R_2(\varphi_2)$$

Решение системы дифференциальных уравнений приведено в [6]. В исходных данных исследования использована модель грохота легкого типа среднего габарита, для которого скорость вращения валов близка к 1000 об/мин, массой до 1000кг и с длиной короба 3м, амплитуда колебаний составляет 3,5мм, в условиях высокой производительности и эффективности грохочения количество материала на ситах не превышает 350кг. Тогда с учетом налипания материала и возможной неравномерной подачи смещение центра масс составит не более 7% от длины короба, или не более 0,21м.

Известно, что при смещении центра масс вибромашины вектор усилия вибровозбудителя направленных колебаний тоже смещается и проходит через новый центр масс, поэтому рассмотрим основные случаи, для которых результат выведем в виде зависимостей угла рассогласования $\xi = \varphi_1 - \varphi_2$ (рис.1) от параметров смещения центра масс.

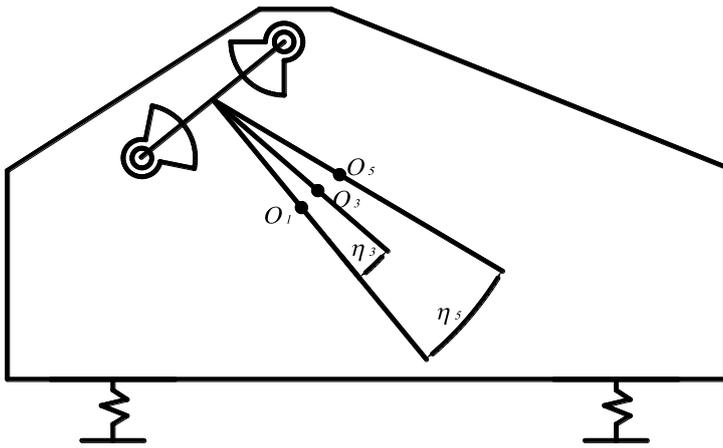
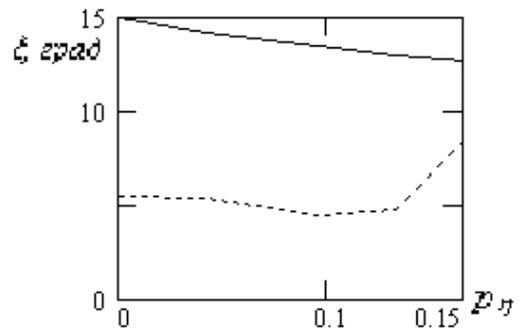


Рис.3 – Схема положений центра масс грохота



Сплошная кривая – режим самосинхронизации;
пунктирная кривая – режим работы с упругим синхронизатором.

Рис.4 – Зависимость угла рассогласования от положения центра масс

В исследовании были использованы следующие основные параметры (рис.3,4,5,6):

- ξ – угол рассогласования;
- $p_\xi = \frac{H}{l}$ – параметр расстояния до центра масс;
- $p_\eta = \eta$, рад – параметр угла смещения вектора вибрации.

Здесь H – нормаль от центра масс к плоскости осей вибровозбудителя, η – угол наклона вектора вибрации к проектной образующей.

В первом случае рассмотрено смещение центра масс от исходного положения (рис.3), при разных углах отклонения вектора вибрации, что позволило сделать вывод о степени влияния положения центра масс. Зависимость угла рассогласования фаз от угла отклонения вектора вибрации представлена на рис.4.

Анализ влияния смещения центра масс показал (рис.4):

- в установившемся режиме кривая угла рассогласования фаз для режима с упругим синхронизатором ниже, чем для режима самосинхронизации;
- угол рассогласования, для режима самосинхронизации зависит от угла вектора вибрации практически по линейному закону:

$$\xi = k_\eta p_\eta + b_\eta, \quad (1)$$

где k_η и b_η – постоянные, влияющие на наклон кривой и начальную точку.

Увеличение угла вектора вибрации снижает величину фазного угла, что справедливо в пределах $\eta=0 \dots 10^\circ$.

Второй случай характеризует положение центра масс вдоль проектной линии

вибрации (рис.5).

Нетрудно видеть, что закон изменения угла рассогласования (рис.6) изменяется по закону, близкому к линейному:

$$\xi = k_p p_3 + b_p, \quad (2)$$

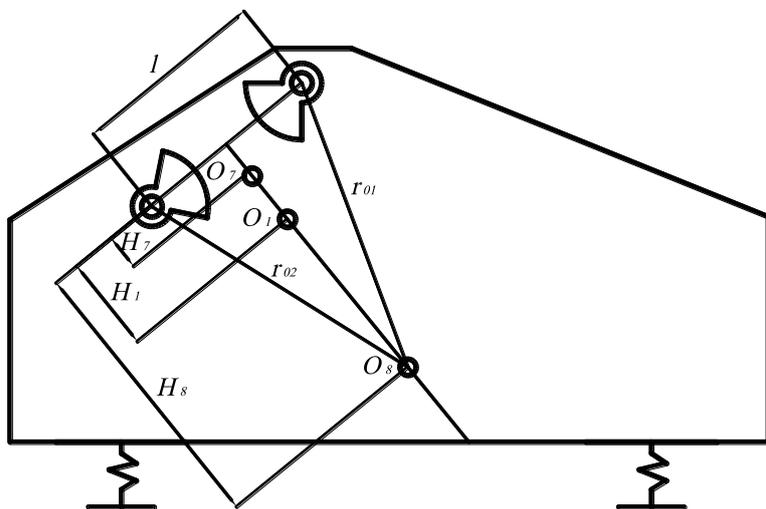
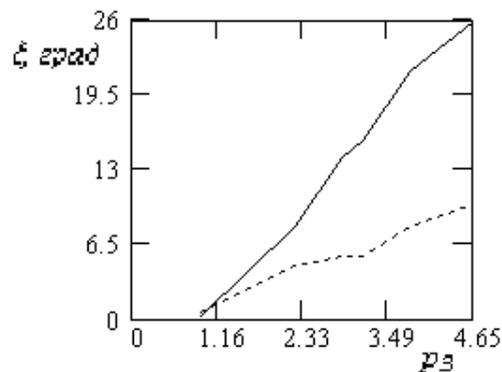


Рис.5 – Схема положений центра масс грохота



Сплошная кривая – режим самосинхронизации;

пунктирная кривая – режим работы с упругим синхронизатором.

Рис.6 – Зависимость угла рассогласования от положения центра масс

где k_p и b_p – постоянные, влияющие на наклон кривой и начальную точку. Таким образом, зная закон изменения угла рассогласования, можно вводя в исходные данные допустимый угол рассогласования, определять параметр расстояния и соответственно рассчитать расстояние до центра масс и межосевое. В формуле параметра расстояния присутствует и межосевое расстояние при изменении, которого необходимо изменять и параметр p_3 :

$$p_3 = k_N p_{3N}, \quad (3)$$

где

$$k_N = \frac{l}{l_N}. \quad (4)$$

Здесь l_N – новое межцентровое расстояние.

Аналитический расчет показал, что ошибка по полученному углу рассогласования для нового межцентрового расстояния составила не более 4%.

Четвертая задача заключается в оценке адекватности полученной модели и подтверждается использованием общепринятых законов физики и теоретической механики. Кроме того, полученные результаты (рис.6) сочетаются с условием интегрального критерия устойчивости синхронного движения И.И. Блехмана:

$$\frac{\dot{I} \cdot r_{01}^2}{I} < 1,$$

здесь M – масса короба без учета дебалансных грузов, I – момент инерции короба, $r_{01} = r_{02}$ – радиус от центра оси вращения вала вибровозбудителя до центра масс. Как видно из условия, увеличение радиуса до оси вращения, снижает устойчивость синхронного движения. В нашем случае это представлено в виде угла рассогласования, а он увеличивается с увеличением параметра расстояния p_3 , который в свою очередь прямо пропорционально зависит от положения центра масс короба и радиуса до оси вращения дебалансов.

Таким образом, полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

- созданная математическая модель позволяет получить адекватные законы движения рабочего органа грохота и валов его возбудителя с учетом положения центров вращения валов вибровозбудителя и центра масс короба, и использования упругого синхронизатора;
- использование упругого синхронизатора в конструкции вибровозбудителя направленных колебаний позволяет на 30% снизить угол рассогласования фаз, что способствует увеличению стабильности работы и соответственно производительности грохота;
- наиболее рационально применение упругого синхронизатора в конструкциях грохотов работающих в условиях залипания грохотимого материала и неравномерной его подачи.

Дальнейшие исследования упругой синхронизации в конструкциях вибромашин можно посвятить вопросу влияния нелинейной жесткости упругого элемента на режим синхронно-синфазного вращения валов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. И.И. Быховский. Основы теории вибрационной техники. –М.: Наука. Гл.ред. физ.- мат.мет.1969.-180с.
2. Иванов А.И. Современные виброгрохоты НПО «Ривс»// Горный журнал. 2008.- Спецвыпуск.-С.16-21.
3. С.В. Савлук, В.П. Франчук. Использование самосинхронизации в горных вибрационных машинах. Вибрации в технике и технологиях. 2004. – . Вып. №1(33). – С.104-105.
4. В.П. Франчук, С.В. Савлук. Обоснование и выбор параметров упругого синхронизатора для вибровозбудителя направленного действия// Наук. праці ДонНТУ. Серія: "Гірничо-електромеханічна". Вип. 99. – Донецьк: ДонНТУ, 2005. – С.180-185.
5. Патент №70116 України. Вібраційний збудник // В.П. Франчук, В.А. Федоскін, С.В. Савлук./.- №20031212575; заявлен 26.12.2003, Опубл. 25.06.2007, Бюл.№9, 2007р. – 3с.: ил.
6. С.В. Савлук. Динамика вибровозбудителя направленного действия, оснащенного упругим синхронизатором.// Сборник науч. Тр. НГУ: Днепропетровск, 2009. -№33.- Т.1 –С.117-122.

