

УДК 621.1

С.Л. Букин, канд. техн. наук, доцент,
С.Г. Маслов, аспирант, Р.А. Шолда, аспирант
Донецький національний технічний університет, Україна
Tel: +38 (062) 301-07-47, E-mail: S.Bukin08@gmail.com

ИССЛЕДОВАНИЯ ЧЕТЫРЕХВИБРАТОРНОЙ ИНЕРЦИОННОЙ ОДНОМАССОВОЙ ВИБРОМАШИНЫ В СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

Рассматривается динамика многовибраторной вибрационной машины инерционного типа. Разработана математическая модель, позволяющая учитывать галопирование короба, произвольность расположений вибровозбудителей и неидеальность двигателей приводов вибровозбудителей. Установлена возможность реализации неограниченного числа разнообразных траекторий движения центра массы рабочего тела в зависимости от амплитуд и частот гармоник, а также угла между направлениями действия возбуждающих сил. Рассматриваемая колебательная система позволяет оперативно регулировать параметры составляющих вибрационного поля колебаний в вертикальном и горизонтальном направлениях для оптимизации технологических показателей в зависимости от свойств обрабатываемого материала.

Ключевые слова: инерционная вибромашина, дебалансные вибровозбудители, бигармонические колебания, угол между направлениями возбуждающих сил.

1. Введение

Известно, что траектории колебаний рабочего органа вибромашины во многом определяют область их применения. Например, виброгрохоты с направленными (линейными) колебаниями используются для мокрого грохочения и обезвоживания, с круговыми – для сухого грохочения и т.д. Траектории могут быть линейные, круговые, эллиптические, комплексные, плоские и пространственные [1, 2]. Траектории колебаний короба грохота, наряду с динамическими параметрами и углом наклона сита, активно влияют на основные технологические показатели грохочения – производительность, эффективность и связанную с ней забиваемость сит [3].

В последние годы наблюдается заметный интерес к использованию полигармонических колебаний (частный случай - бигармонических) вибрационных машин для интенсификации технологических процессов переработки полезных ископаемых. Установлено [4-9], что полигармонические колебания имеют несомненные преимущества по сравнению с гармоническими при использовании в вибрационных машинах для операций грохочения, отсадки, концентрации на столах, измельчения, транспортирования и многих других. Одним из наиболее простых способов возбуждения бигармонических колебаний является применение нескольких дебалансных вибровозбудителей, вращающихся с разными угловыми скоростями. В работе [10] разработана математическая модель виброгрохота инерционного типа с четырьмя произвольно установленными на рабочем органе вибромашины мотор-вибраторами. Модель позволяет учитывать произвольность расположения вибровозбудителей и галопирование короба грохота, однако в статье не описаны механические характеристики электродвигателей приводов вибровозбудителей, отсутствуют результаты численного моделирования колебательной системы.

Настоящая статья является продолжением работ по исследованию многовибраторных инерционных колебательных систем.

Цель работы – определение особенностей возбуждения бигармонических колебаний в четырехвибраторной инерционной вибромашине. В статье представлена первая часть исследований – работа вибромашины в стационарном режиме для центрированной колебательной системы.

2. Основное содержание и результаты работы

В работе [10] рассматривается одномассовая колебательная система с двумя парами инерционных вибровозбудителей дебалансного типа, причем одна пара имеет возможность изменения угла действия вынуждающей силы. Расчетная схема грохота представлена на рис. 1 [10]. Короб грохота 1, характеризующийся массой m_k и моментом инерции I_k относительно поперечной оси, установлен на неподвижном основании при помощи упругих виброизолятов 2 с составляющими коэффициентами жесткости c_x , c_y , c_ψ и диссипации b_x , b_y , b_ψ . Дебалансные вибровозбудители первой гармоники 3 $O_{11}S_{11}$ и $O_{12}S_{12}$ (первая ступень), а также второй гармоники 4 $O_{21}S_{21}$ и $O_{22}S_{22}$ (вторая ступень), характеризующиеся массами неуравновешенных частей m_{11} , m_{12} , m_{21} , m_{22} и эксцентриситетами r_{11} , r_{12} , r_{21} , r_{22} соответственно. Они приводятся во вращения от асинхронных электродвигателей. Направления вращения вибровозбудителей обозначены как: $\sigma=+1$ - по ходу часовой стрелки, $\sigma=-1$ - в противоположном направлении. Оси вибраторов O_{11} , O_{12} , O_{21} , O_{22} перпендикулярны вертикальной плоскости, параллельно которой происходит движение короба. Центры тяжести короба S_k и неуравновешенных частей дебалансных вибровозбудителей S_{11} , S_{12} , S_{21} , S_{22} расположены в одной вертикальной плоскости.

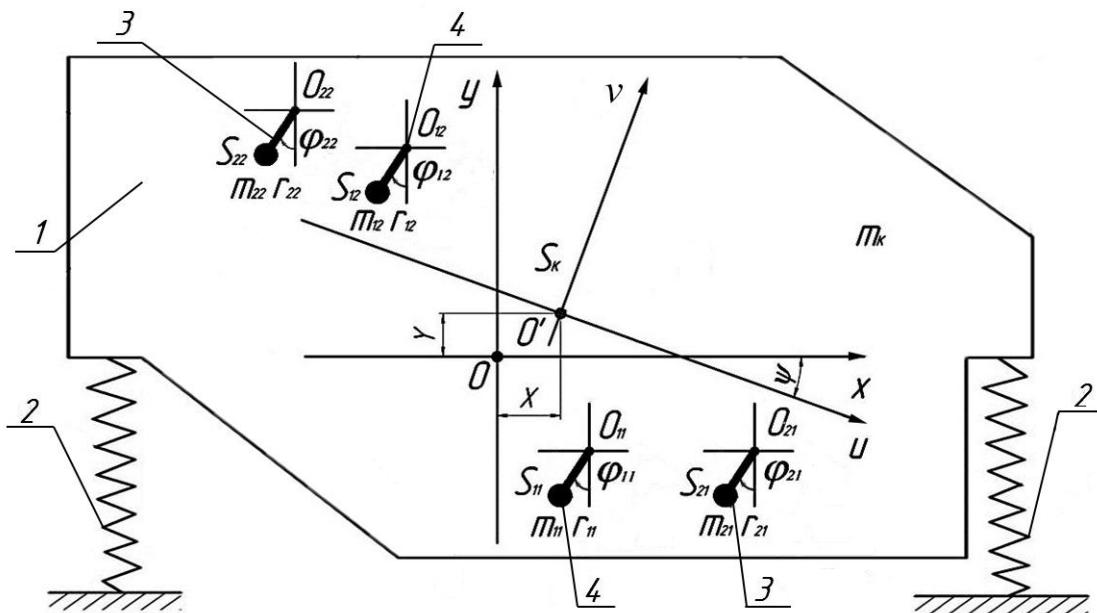


Рис. 1. Динамическая расчетная схема бигармонической вибромашины:
1 – рабочий орган; 2 – опорные виброизоляторы; 3 – низкочастотные дебалансные вибровозбудители; 4 - высокочастотные дебалансные вибровозбудители

За обобщенные координаты колебательной системы приняты координаты x и y точки О' короба в системе неподвижных осей ХОY, угол поворота ψ короба, отсчитываемый по ходу часовой стрелки, и углы поворотов φ_{11} , φ_{12} , φ_{21} , φ_{22} векторов-эксцентриков вибраторов по отношению к неподвижной оси ОХ, отсчитываемые в том же направлении.

Приведем уравнения движения в форме уравнений Лагранжа второго рода [10] в окончательном виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{x} + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{ij} b_{ij} \ddot{\psi} + c_x (\mu \dot{x} + x) = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sigma_{ij} m_{ij} r_{ij} (\ddot{\phi}_{ij} \cos \varphi_{ij} - \dot{\phi}_{ij}^2 \sin \varphi_{ij}); \\ M\ddot{y} - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{ij} a_{ij} \ddot{\psi} + c_y (\mu \dot{y} + y) = - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sigma_{ij} m_{ij} r_{ij} (\ddot{\phi}_{ij} \sin \varphi_{ij} + \dot{\phi}_{ij}^2 \cos \varphi_{ij}); \\ \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{ij} (b_{ij} \ddot{x} - a_{ij} \ddot{y}) + I\ddot{\psi} + c_\psi (\mu \dot{\psi} + \psi) = \\ = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sigma_{ij} m_{ij} r_{ij} [(b_{ij} \cos \varphi_{ij} - a_{ij} \sin \varphi_{ij}) \ddot{\phi}_{ij} - (b_{ij} \sin \varphi_{ij} + a_{ij} \cos \varphi_{ij}) \dot{\phi}_{ij}^2]; \\ I_{ij} \ddot{\phi}_{ij} - \sigma_{ij} m_{ij} r_{ij} [(\ddot{x} + b_{ij} \ddot{\psi}) \cos \varphi_{ij} - (\ddot{y} + a_{ij} \ddot{\psi} + g) \sin \varphi_{ij}] = M_{ij} - \frac{1}{2} f_{ij} m_{ij} r_{ij} d_{ij} \dot{\phi}_{ij}^2, \end{array} \right. \quad (1)$$

где $i=1, 2, j=1, 2; ?$ – коэффициент сопротивления материала, из которого изготовлен упругий элемент; f_{ij} - приведенный к внутреннему диаметру подшипника коэффициент трения; d_{ij} - диаметр внутреннего кольца подшипника; M_{ij} – вращающий момент ij -го электродвигателя привода вращения вибровозбудителя;

Первые три уравнения системы (1) описывают колебания короба, остальные уравнения - вращения роторов вибровозбудителей. В совокупности эти уравнения представляют связанный систему, состоящую из семи нелинейных дифференциальных уравнений. Чтобы система (1) была замкнутой, необходимо задать момент M_{ij} , в качестве которого целесообразно использовать динамическую характеристику асинхронного электродвигателя. Такая характеристика может быть успешно использована как для исследования режимов, близких к стационарным, так и для изучения переходных процессов (пуск, выбег).

Для описания электромеханических процессов в асинхронном электродвигателе, в том числе и на нелинейной части его механической характеристики, используем математическую модель [11-13], описывающую шесть обобщенных координат – проекции по-токосцеплений статора и условных верхней и нижней клеток ротора ($\psi_{S\alpha}$, $\psi_{S\beta}$, $\psi_{B\alpha}$, $\psi_{B\beta}$, $\psi_{H\alpha}$, $\psi_{H\beta}$). Для ij -го электродвигателя привода вибровозбудителя математическая модель в неподвижной системе координат α, β ($\omega_n=0$) имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\Psi}_{s\alpha} = \omega_c \left[(a_s - 1)b_s \Psi_{s\alpha} + a_{r\theta} b_s \Psi_{e\alpha} + a_{rh} b_s \Psi_{h\alpha} \right] + U_m \cos(\omega_c t_m) - \Delta U_{s\alpha}; \\ \dot{\Psi}_{e\alpha} = \omega_c \left[a_s b_{r\theta} \Psi_{s\alpha} + (a_{r\theta} - 1)b_{r\theta} \Psi_{e\alpha} + a_{rh} b_{r\theta} \Psi_{h\alpha} \right] - \dot{\phi} \Psi_{e\beta} p; \\ \dot{\Psi}_{h\alpha} = \omega_c \left[a_s b_{rh} \Psi_{s\alpha} + a_{r\theta} b_{rh} \Psi_{e\alpha} + (a_{rh} - 1)b_{rh} \Psi_{h\alpha} \right] - \dot{\phi} \Psi_{h\beta} p; \\ \dot{\Psi}_{s\beta} = \omega_c \left[(a_s - 1)b_s \Psi_{s\beta} + a_{r\theta} b_s \Psi_{e\beta} + a_{rh} b_s \Psi_{h\beta} \right] + U_m \sin(\omega_c t_m) - \Delta U_{s\beta}; \\ \dot{\Psi}_{e\beta} = \omega_c \left[a_s b_{r\theta} \Psi_{s\beta} + (a_{r\theta} - 1)b_{r\theta} \Psi_{e\beta} + a_{rh} b_{r\theta} \Psi_{h\beta} \right] + \dot{\phi} \Psi_{e\alpha} p; \\ \dot{\Psi}_{h\beta} = \omega_c \left[a_s b_{rh} \Psi_{s\beta} + a_{r\theta} b_{rh} \Psi_{e\beta} + (a_{rh} - 1)b_{rh} \Psi_{h\beta} \right] + \dot{\phi} \Psi_{h\alpha} p; \\ M^{\text{дин}} = \frac{3\omega_c p}{2X_s} \left[\Psi_{s\beta} (a_s \Psi_{s\alpha} + a_{r\theta} \Psi_{e\alpha} + a_{rh} \Psi_{h\alpha}) - \Psi_{s\alpha} (a_s \Psi_{s\beta} + a_{r\theta} \Psi_{e\beta} + a_{rh} \Psi_{h\beta}) \right], \end{array} \right. \quad (2)$$

где ω_c – угловая скорость магнитного поля;

$$\omega_c = 2\pi f_c;$$

f_c – круговая частота сети;

$a_s, a_{r\theta}, a_{rh}$ – коэффициенты относительного реактивного сопротивления, зависящие от параметров схемы замещения:

$$a_s = X_{rs}/X_s, \quad a_{r\theta} = X_{rs}/X_{r\theta}, \quad a_{rh} = X_{rs}/X_{rh};$$

X_{rs} – приведенное индуктивное сопротивление статора:

$$X_{rs} = \left(X_m^{-1} + X_s^{-1} + X_{r\theta}^{-1} + X_{rh}^{-1} \right)^{-1};$$

X_m – индуктивное сопротивление взаимоиндукции;

X_s – синхронное индуктивное сопротивление статора;

$X_{r\theta}, X_{rh}$ – индуктивное сопротивление рассеяния соответственно верхней и нижней клеток ротора;

$b_s, b_{r\theta}, b_{rh}$ – коэффициенты относительного активного сопротивления, зависящие от параметров схемы замещения:

$$b_s = R_s/X_s, \quad b_{r\theta} = R_{r\theta}/X_{r\theta}, \quad b_{rh} = R_{rh}/X_{rh};$$

R_s – активное сопротивление фазы обмотки статора;

$R_{r\theta}, R_{rh}$ – активное сопротивление фаз соответственно верхней и нижней клеток ротора;

$\Delta U_{s\alpha}, \Delta U_{s\beta}$ – проекции вектора падения напряжения статора на оси α и β , учитывающие влияние питающей сети:

$$\Delta U_{s\alpha} = R_c i_{s\alpha} - X_c i_{s\beta}, \quad \Delta U_{s\beta} = R_c i_{s\beta} + X_c i_{s\alpha};$$

R_c и X_c – соответственно активное и реактивное сопротивления питающей сети (соединительных кабелей и трансформатора);

$i_{s\alpha}$, $i_{s\beta}$ – проекции токов статора и ротора на оси α и β :

$$i_{s\alpha} = \frac{\omega_c}{X_s} (\Psi_{s\alpha} - a_s \Psi_{e\alpha} - a_{re} \Psi_{e\alpha} - a_{rh} \Psi_{h\alpha}), i_{s\beta} = \frac{\omega_c}{X_s} (\Psi_{s\beta} - a_s \Psi_{e\beta} - a_{re} \Psi_{e\beta} - a_{rh} \Psi_{h\beta});$$

U_m – амплитуда напряжения фазы:

$$U_m = \sqrt{\frac{2}{3}} U_n;$$

U_n – номинальное фазное напряжение сети;

t_m – текущее время процесса;

p – число пар полюсов электродвигателя.

Для моделирования электромеханической системы (1)+(2) воспользуемся программным пакетом MATLAB фирмы Mathwork с дополнением Simulink [14].

Рассмотрим движение центра рабочей массы вибромашины в стационарном режиме, совершающей колебания с амплитудой a_1 и частотой ω_1 на первой гармонике и колебания с a_2 и ω_2 на второй гармонике. В качестве исходных данных приняты следующие значения параметров: $M=1250$ кг; $I=1300$ кг·м²; $c_x=c_y=0.12$ МН/м; $c_\psi=0.25$ МН/м; $?_x=?_y=?_\psi=8 \cdot 10^{-4}$ с; $m_1=30$ кг; $r_1=80$ мм; $m_2=30$ кг; $r_2=20$ мм, $N_{11}=N_{12}=1.5$ кВт; $N_{21}=N_{22}=0.97$ кВт. Синхронные угловые скорости вращения электродвигателей равны $\omega_1=150$ рад/с и $\omega_2=300$ рад/с. Колебательная система центрированная, т.е. для машины реализованы условия, при которых отсутствует галопирование рабочего органа.

В первом варианте исполнения вибромашины (рис. 2) вибровозбудители каждой пары (высокочастотной и низкочастотной ступеней) врачаются в противоположных направлениях, причем расположение низкочастотных вибровозбудителей обеспечивает постоянный угол между направлением возбуждающей силы и горизонтом ($\alpha_1=60^\circ$), а угол между направлением возбуждающей силы высокочастотной ступени и горизонтом α_2 может изменяться в пределах от -180° до 180° .

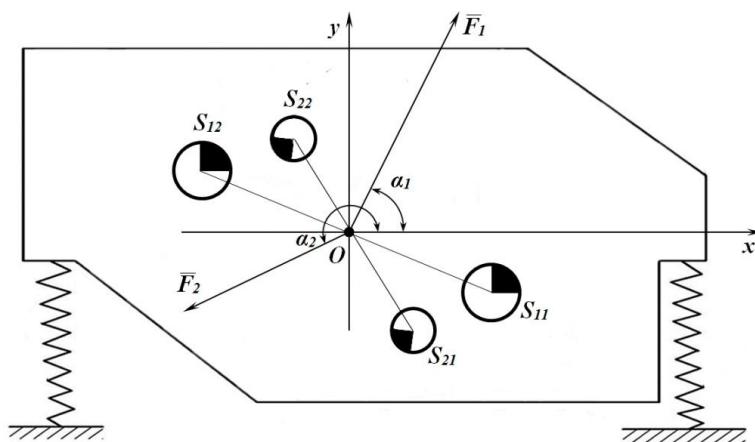


Рис. 2. Многовибраторная инерционная вибромашина с вибровозбудителями направленного действия

На рис. 3 приведены вибограммы ускорений центра массы рабочего органа вибромашины вдоль осей X и Y ($\alpha_2=60^\circ$) при соотношении частот $\eta=\omega_2/\omega_1=2$.

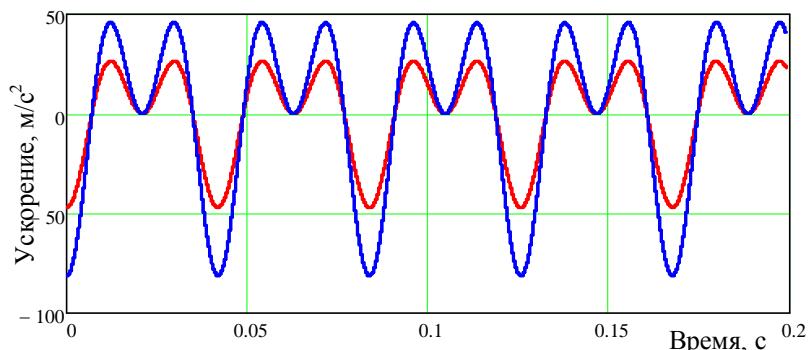


Рис. 3. Вибограмми ускорений центра маси рабочого органа вибромашини з вибровозбудителями направленного діяння вдоль осей X (---) і Y (---) при соотношении частот $\eta=2$

Использование такого варианта вибропривода обеспечивает ассиметричный цикл колебаний при возвратно-поступательном движении рабочего органа вибромашины. Этот режим может быть использован для вибротранспортирования материала без отрыва от рабочего органа, например, для концентрационных столов, пневматических сепараторов, вибрационных грохотов крупного грохочения.

Однако в связи с невозможностью обеспечения соотношения частот вынуждающих сил натуральному числу больше единицы ($\eta=2, 3\dots$) без применения дополнительных технических средств [15], форма траектории движения утрачивает статический характер и принимает динамический – т.е. дополнительно меняет положение в пределах определенной области. Вибrogramмы ускорений и траектория движения центра массы рабочего органа, построенные при соотношении частот $\eta=\omega_2/\omega_1=1,93$ (учитываем скольжения двигателей) и приведенные на рис 4 и 5, подтверждают этот вывод.

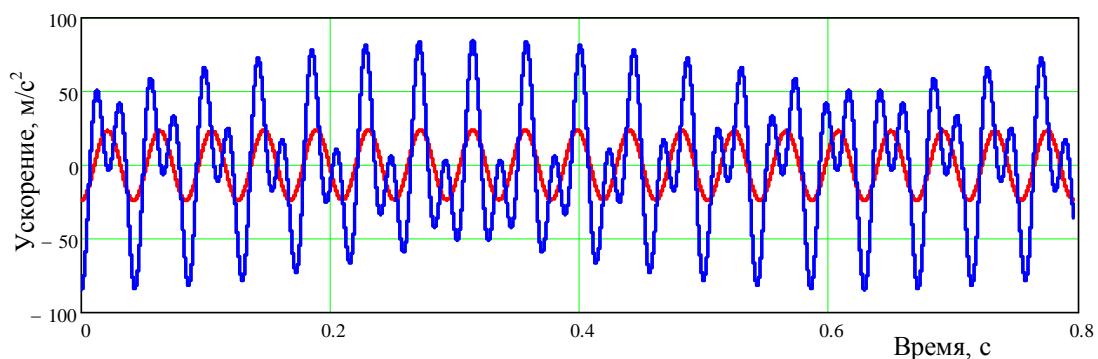


Рис. 4. Вибограмми ускорений центра маси рабочого органа вибромашини з вибровозбудителями направленного діяння вдоль осей X(---) і Y (---) при соотношении частот $\eta=1,93$

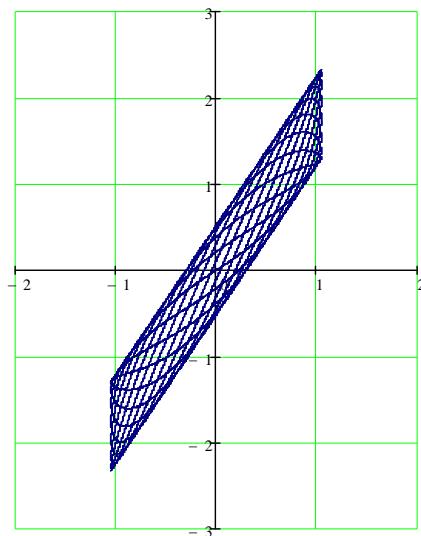


Рис. 5. Траектория движения центра массы рабочего органа многовибраторной инерционной вибромашины с вибровозбудителями направленного действия

Таким образом, рассматриваемая динамическая схема кроме традиционной возможности регулирования амплитуд колебаний рабочего тела по каждой гармонике путем изменения статических моментов масс соответствующих вибровозбудителей и регулирования их угловых скоростей вращения (например, при помощи электронного преобразователя частоты), дополнительно позволяет регулировать амплитудные значениявиброускорений вдоль осей X и Y путем изменения направления действия высокочастотных вибровозбудителей (рис. 6).

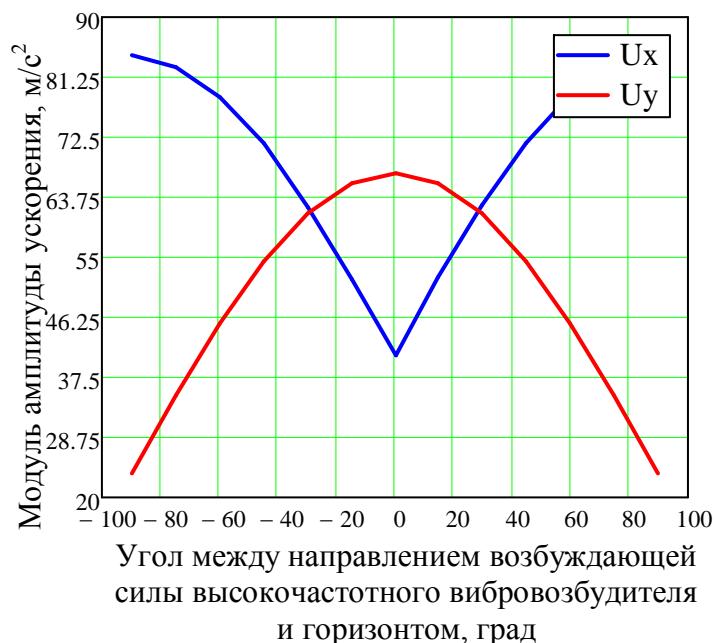


Рис. 6. Зависимости составляющихвиброускорения центра массы рабочего органа вибромашины при соотношении частот $\eta=1,93$

Такой эффект вибрационного воздействия на обрабатываемый материал, например, при грохочении полезных ископаемых, способствует улучшению условий грохочения – «трудные» зерна (размеры которых близки к размеру ячейки сита) подвергаются не только знакопеременному силовому воздействию со стороны сита, но и переменному направлению такого воздействия. Этим создаются оптимальные условия для удаления заклинивших частиц из ячеек сита, а также эффективного перемешивания зерен слоя надрешетного продукта что, в конечном счете, повышает эффективность процесса грохочения.

Рассмотрим вариант (рис.7), когда оси вращения всех вибровозбудителей совпадают, причем вибровозбудители попарно вращаются в одну сторону.

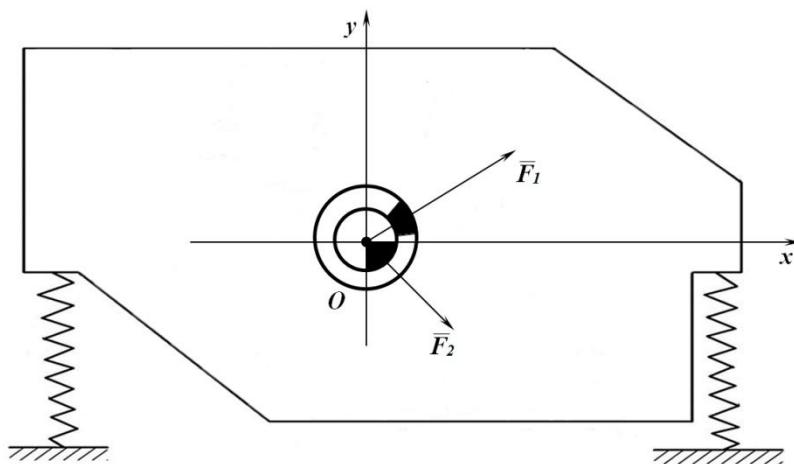


Рис. 7. Многовибраторная инерционная вибромашина с вибровозбудителями кругового действия

При противоположном направлении вращения высокочастотных и низкочастотных вибровозбудителей траектории движения точек короба напоминает по форме равносторонний треугольник со сглаженными вершинами (рис. 8а), а при одинаковом направлении вращения – траектория близка к окружности со смещенным центром (рис. 8б).

На виброграммах ускорения (рис. 8в, г) видно, что по оси X при реверсировании мотор-вибраторов виброграммы остаются неизменными, а по оси Y – «верхнее» и «нижнее» ускорения меняются местами. Такая форма траекторий характерна для широко известных бигармонических грохотов типа DF и DFN фирмы Rheum (ФРГ) [5], которые имеют высокие технологические показатели работы при переработке различных полезных ископаемых. Однако близкая к круговой или треугольной форма траекторий не позволяет эффективно использовать грохот для операций мокрого грохочения. Это объясняется тем, что с целью обеспечения перемещения материала по ситу короб грохота должен быть установлен под значительным углом наклона, а поток шлама или перерабатываемого материала совместно с жидкой фазой будет постоянно смывать материал, находящийся на сите. Такой режим вибрационной обработки целесообразен при применении, например, в виброгрохатах для сухой классификации трудногрохочимых материалов таких, как угли и антрациты повышенной влажности при разделении на мелкие классы крупности.

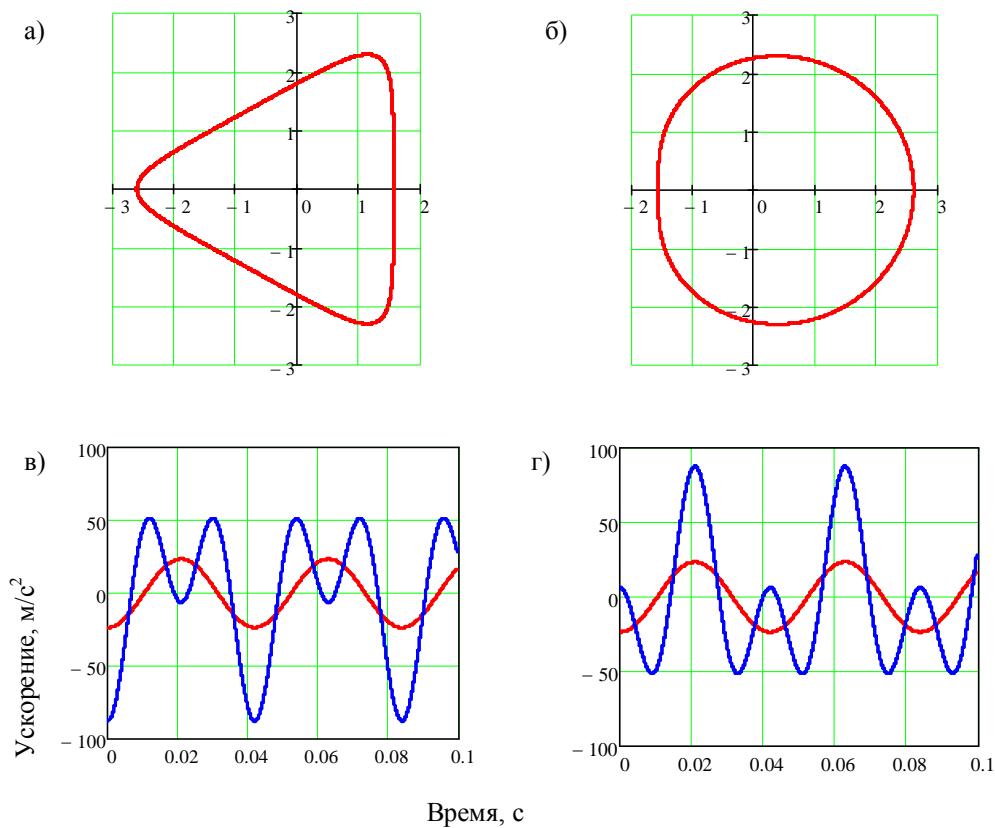


Рис. 8. Траектории движения (а, б) центра массы рабочего органа и виброграммы ускорений (в, г) вдоль осей Х (—) и Y (---) вибромашины с вибровозбудителями кругового действия: а, в - при противоположном направлении вращении; б, г - при направлении вращения в одну сторону

В случае (рис. 9) комбинированного варианта бигармонического возбуждения (один низкочастотный вибровозбудитель направленного действия и один высокочастотный кругового действия) наблюдаются высокоинтенсивные знакопеременные ускорения рабочего органа (рис. 10 а, б), а траектории движения центра массы рабочего органа имеют сложную форму (рис. 10 в, г).

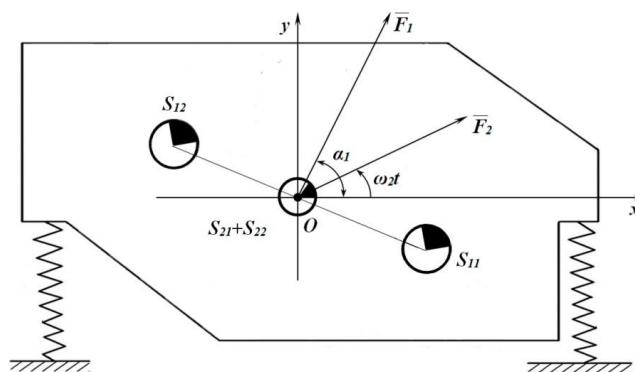


Рис. 9. Многовибраторная инерционная вибромашина с вибровозбудителями комбинированного действия

Отметим, что если модули амплитуд виброускорения по оси Y одинаковы в положительном и отрицательном направлениях, то по оси X наблюдается асимметрия динамического режима. Для рассматриваемого примера коэффициент асимметрии составляет $\pm 1,4$ (знак зависит от направления вращения высокочастотных вибровозбудителей).

Можно с уверенностью прогнозировать, что такой режим многовибраторного горизонтально расположенного грохота существенно повысит эффективность мокрого грохочения, особенно при разделении на мелкие и тонкие классы крупности.

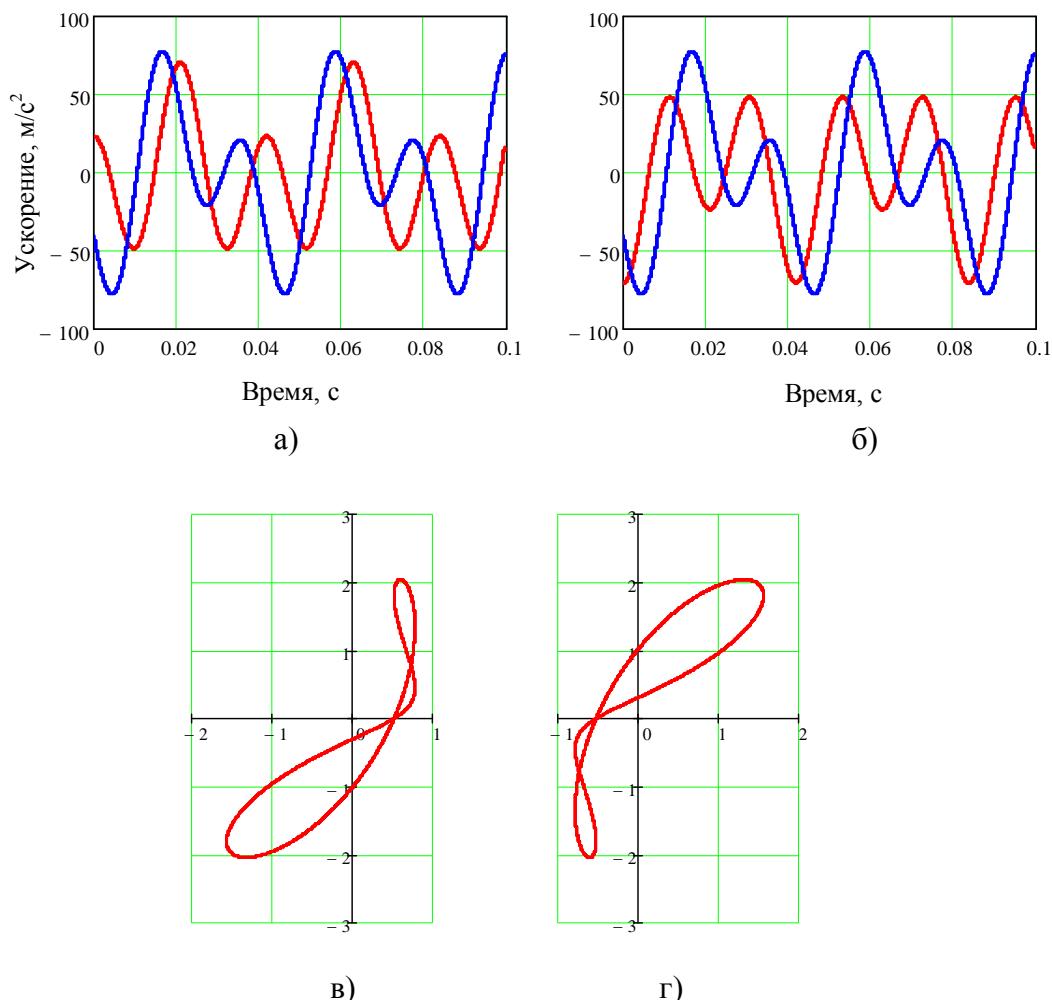


Рис. 10. Виброграммы ускорения (а, б) движения центра массы рабочего органа вдоль осей X (---) и Y (—) и их траектории (в, г) с вибровозбудителями комбинированного действия: а, в) при положительном направлении вращения высокочастотного вибровозбудителя; б, г) при отрицательном направлении вращения

3. Выводы.

- Для динамических и прочностных исследований динамики вибромашины нового типа разработана математическая модель, позволяющая учитывать галопирование короба, произвольность расположения вибровозбудителей и неидеальность двигателей приводов вибровозбудителей.

• Рассматриваемая одномассовая инерционная колебательная система с четырьмя дебалансными вибровозбудителями имеет возможность реализовать неограниченное количество разнообразных траекторий движения точек сита в зависимости от амплитуд и частот гармоник, а также угла между направлениями действия возбуждающих сил. Конкретные оптимальные параметры поля колебаний вибромашины, например, вибрационного грохота, зависят от многочисленных факторов: метода вибрационной обработки полезных ископаемых (мокрый, сухой), от реологических характеристик перерабатываемого материала, граничной крупности разделения, содержания проходовой фракции в исходном материале и т.д.

• Одним из основных достоинств исследуемой системы является расширение числа управляющих факторов, действующих на обрабатываемый материал. Кроме традиционной возможности регулирования амплитуд колебаний рабочего тела каждой из гармоник путем изменения статических моментов масс соответствующих вибровозбудителей и регулирования их угловых скоростей вращения (например, при помощи электронного преобразователя частоты), данная система дополнительно позволяет оперативно регулировать параметры составляющих вибрационного поля колебаний в вертикальном и горизонтальном направлениях.

• Результаты исследований легли в основу патента Украины на изобретение [11].

• Разработка конструкции многовибраторной инерционной вибромашины для конкретной технологической задачи требует дальнейших исследований.

Список литературы:

1. Wodziński P. Screens – Classification and Systematic Single-plane Screens [Text] // Physicochemical Problems of Mineral Processing. 41, 2007. - S. 237-249.
2. Construction of Screener Oriented on Application of Parametric Resonance [Text] / Ł. Bąk, I. Loginov, J. Mirchalcewicz, V. Slepian, F. Stachowicz // RUTMech, t. XXX, z. 85 (2/13), kwiecień-czerwiec 2013, S. 109-117.
3. Промышленные испытания грохота с различными колебаниями рабочего органа [Текст] / Засельский В.И., Зайцев Г.Л., Засельский И.В., Литвиненко А.В. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – №2, 2007. – С. 72, 2007. – С. 74-77.
4. Гончаревич И.Ф. Вибротехника в горном производстве [Текст] / И.Ф. Гончаревич. – М.: Недра, 1992. – 319 с.
5. Erlenstadt G. Die DF-Siebmaschine [Text] // Aufbereitungs-Technik. – 1972. – V.13. – №7. – S. 432-434.
6. Modrzewski R. Oscillating Motion of a Double-Frequency Screen [Text] / R. Modrzewski. P. Wodziński // Gornictwo I Geoinżenieria. 33, z.4, 2009. – S. 209-219.
7. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы [Текст] / С.Л. Букин, С.Г. Маслов, А.П. Лютый, Г.Л. Резниченко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77) - 37 (78). – С. 81-89.
8. Шевченко Г.А. Поличастотные грохоты для разделения тонких сыпучих материалов [Текст] / Г.А. Шевченко, В.Г. Шевченко, А.Р. Кадыров // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77) - 38 (79). – С. 44-50.
9. Применение вибрационной техники с бигармоническим режимом колебаний при обогащении углей [Текст] / Е.Е. Гарковенко, Е.И. Назимко, С.Л. Букин и др. // Уголь України . – май 2011. . – С. 41-44.

10. Букин С.Л. Динамическая модель бигармонического виброгрохота нового типа [Текст] / С.Л. Букин, С.Г. Маслов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: «Гірничу-електромеханічна». – 2008. – Випуск 16 (142). – С. 51-56.
11. Сипайлова Г.А. Электрические машины (специальный курс): учеб. для вузов [Текст] / Г.А. Сипайлова, Е.В. Кононенко, К.А. Хорьков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1987. – 287 с.
12. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин [Текст] / И.П. Копылов. – М.: Высшая школа, 2001. – 327 с.
13. Моделювання електромеханічних систем: Підручник [Текст] / Чорний О.П., Луговой А.В., Родькін Д.Й., Сисюк Г.Ю., Садовой О.В. – Кременчук, 2001. – 376 с.
14. Черных И.В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB Sim Power Systems и Simulink [Текст] / И.В. Черных. – М.: ДМК Пресс, 2008. – С. 167–172.
15. Ярошевич М.П. Самосинхронізація дебалансних збудників з кратними частотами обертання у вібраційних машинах з плоским рухом робочого органа [Текст] / М.П. Ярошевич, В.М. Тимошук, А.В. Силивонюк // Зб. наук. праць Львівського нац. унів.: Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип 45. – С. 256-262.
16. Патент України на винахід №86267 [Текст] / С.Л. Букін, С.Г. Маслов, О.П. Лютый // Інерційний грохот. Заявка № а 2007 04711 В07В1/40, 27.04.2007 г. Дата публікації 10.04.2009, бюл. №7.

Надійшла до редакції 15.01.2014

С.Л. Букін, С.Г. Маслов, Р.О. Шолда

ДОСЛІДЖЕННЯ ЧОТИРЬОХВІБРАТОРНОЇ ІНЕРЦІЙНОЇ ОДНОМАСОВОЇ ВІБРОМАШИНИ У СТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ

Розглядається динаміка багатовібраторної вібраційної машини інерційного типу. Розроблена математична модель, що дозволяє враховувати галопування короба, довільність розташування віброзбудників і недосконалість двигунів їх приводів. Встановлена можливість реалізації необмеженого числа різноманітних траєкторій руху центру маси робочого тіла залежно від амплітуд і частот гармонік, а також кута між напрямками дії збуджуючих сил. Розглянута коливальна система дозволяє оперативно регулювати параметри складових вібраційного поля коливань у вертикальному і горизонтальному напрямках для оптимізації технологічних показників в залежності від властивостей обробленого матеріалу.

Ключові слова: інерційна вібромашини, дебалансні віброзбудники, бігармонійні коливання, кут між напрямками збуджуючих сил.

S. Bukin, S. Maslov, R. Sholda

RESEARCH OF INERTIAL ONE MASS VIBROMACHINE WITH FOUR UNBALANCED VIBRATORS IN STATIONARY MODE

The paper discusses the dynamics of a vibration machine of inertial type with many unbalanced vibrators. We created a mathematical model allowing taking into account the galloping of the screening box, arbitrary locations of vibrators and imperfection of gears excitors. There is the possibility of implementing an unlimited number of various trajectories of the working body mass center depending on the amplitude and frequency of harmonics, as well as the angle between the directions of excitation forces action. The considered oscillatory system allows regulating the parameters of the components of the vibration field of fluctuations in vertical and horizontal directions for optimization of technological parameters depending on the properties of the processed material.

Keywords: inertial vibromachine, unbalanced vibrators, biharmonic fluctuations, angle between the directions of exciting forces.