

## ДИНАМИКА ДВУХМАССНОГО РЕЗОНАНСНОГО ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА В ПЕРВОМ ПРИБЛИЖЕНИИ

© 2018

**Н. Н. Денцов** кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая и прикладная механика»;  
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексева;  
[dentsovnn90@mail.ru](mailto:dentsovnn90@mail.ru)

**А. В. Кошелев** кандидат технических наук, научный сотрудник тематического отдела  
по разработке твердотельных акселерометров и гироскопов;  
ПАО «Арзамасское научно-производственное предприятие «Темп-Авиа»;  
[koshelevav88@mail.ru](mailto:koshelevav88@mail.ru)

Приводится решение по созданию нового энергосберегающего вибрационного грохота с использованием комбинационного параметрического резонанса, позволяющее расширить функциональные и эксплуатационные возможности вибрационных машин. Представлены динамическая и математическая модели двухмассного резонансного вибрационного грохота. Приводятся дифференциальные уравнения движения машины. Описывается принцип работы резонансного вибрационного грохота. Приводится траектория движения центра масс системы маятников инерционного элемента параметрического привода во время их обкатки по беговым дорожкам. Представлен метод сведения двухмассной системы к одномассной. При этом вводится дополнительное условие на жесткости упругих элементов колебательной системы. Выделяется значение вынуждающей силы при установившихся резонансных колебаниях. Получены соотношения между массами рабочих органов, коэффициентами демпфирования и линейными перемещениями рабочего органа. Параметрический резонанс вкуче с явлением самосинхронизации позволяет реализовать самоуправляемое и самоподдерживаемое собственное движение машины. Приводятся реальные образцы двухмассных колебательных систем с одним и двумя параметрическими вибровозбудителями. На основе результатов, полученных для опытных образцов двухмассной системы, делается вывод об устойчивости резонансного режима работы. Результаты работы могут быть использованы для создания новых высокоэффективных резонансных вибрационных машин.

*Вибрационный грохот; параметрический резонанс; динамика; самосинхронизация; колебательная система; устойчивость.*

---

*Цитирование:* Денцов Н.Н., Кошелев А.В. Динамика двухмассного резонансного вибрационного грохота в первом приближении // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 3. С. 148-157. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-148-157

### Введение

В сырьевых и перерабатывающих отраслях промышленности для транспортирования и переработки различных сыпучих и кусковых материалов широко применяются вибрационные транспортно-технологические машины (ВТТМ). Самой представительной группой ВТТМ являются вибрационные грохоты. Традиционные виброгрохоты с дебалансным, кинематическим и электромагнитным приводами имеют невысокие технические и эксплуатационные показатели. Значительная часть вибрационного оборудования, выполняющего данные технологические операции, требует больших затрат энергии [1]. Кроме этого имеется ряд проблем с самой обработкой материалов, в частности разделение и сортировка труднопросеиваемых материалов, самоочистка сит, дезинтеграция агломератов.

Большинство конструкций современных вибрационных грохотов для возбуждения колебаний используют дебалансные вибраторы и зарезонансный режим работы. В колебательной системе таких машин циркулирует большая реактивная мощность, необходимая для преодоления инерционных сил, что снижает их энергетическую эффек-

тивность. Повышение производительности и снижения энергетических затрат вибрационного грохота возможно благодаря явлению резонанса [2; 3]. В резонансном режиме работы вибрационной машины упругие и инерционные силы взаимно уравновешиваются, при этом энергия вибровозбудителя расходуется только на преодоление диссипативных сил, а рабочий орган совершает движение, близкое к собственному. Основной трудностью практического использования резонансных вибрационных машин является высокая чувствительность к изменению технологической нагрузки и параметров колебательной системы [4]. Нелинейность технологической нагрузки препятствует решению проблемы стабилизации резонансного режима работы машин при вынужденных колебаниях даже при помощи средств автоматической подстройки (авторезонанса). Улучшение динамических характеристик вибрационных машин возможно за счёт использования комбинационного параметрического резонанса, реализующегося в связанных системах с несколькими степенями свободы. Параметрический резонанс коренным образом отличается от обычного резонанса вынужденных колебаний, поэтому исследование динамики устройства, построенного на его принципах, является актуальным.

### Постановка задачи

Двухмассная модель виброгрохота, представленная на рис. 1, а, состоит из двух рабочих органов (коробов) массами  $m_1, m_2$  (верхний 1 и нижний 2 соответственно), удерживаемых основными 4 – жёсткостью  $c_1$  и вспомогательными 3 – жёсткостью  $c_2$  упругими связями.

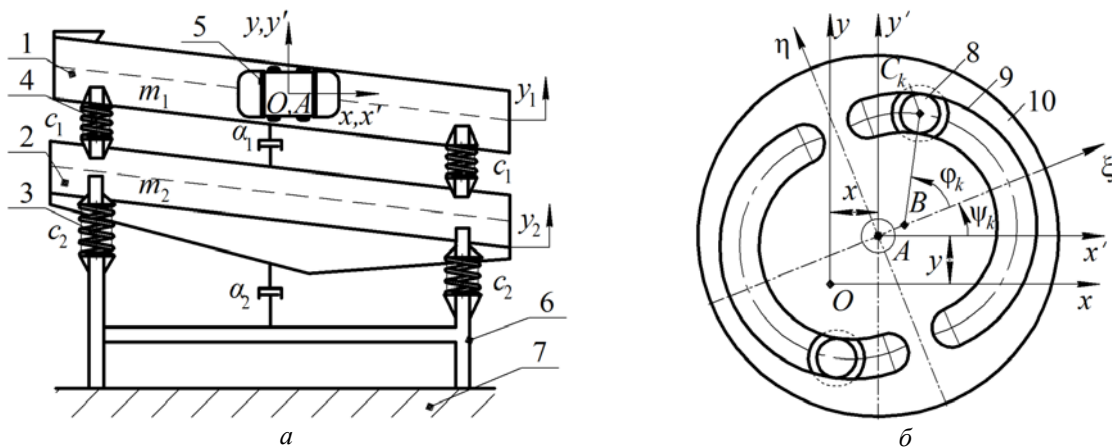


Рис. 1. Динамическая модель двухмассного вибрационного грохота

Вспомогательные упругие связи, выполненные в виде пружин, установлены на неподвижное основание 6, которое жёстко крепится к фундаменту 7. При этом жёсткость основных пружин много выше жёсткости вспомогательных, что позволяет обеспечить необходимую виброизоляцию основания. На рабочем органе 1 устанавливаются два вибратора 5 таким образом, чтобы вынуждающая сила проходила через центр масс рабочего органа. В качестве вибратора используется параметрический резонансный вибровозбудитель [5].

В общем случае рабочие органы 1 и 2 вибрационного грохота совершают пространственные колебания. Однако в резонансном (рабочем) режиме можно рассматривать систему, совершающую однонаправленные колебания. Необходимая форма траек-

тории движения рабочего органа обеспечивается также однонаправленной жёсткостью основной упругой системы и за счёт синхронной работы двух вибровозбудителей. Согласованная работа двух вибровозбудителей на рабочем органе 1 достигается благодаря обобщённому принципу самосинхронизации, в основе которого лежат принципы самосинхронизации типа неуравновешенных роторов и синхронизация по типу маятниковых часов [6].

Исследуем динамику работы двухмассного вибрационного грохота. Во время равномерного вращения роторов инерционных элементов (ИЭ) 10 в противоположных направлениях с близкими резонансными частотами возбуждаются колебания рабочего органа 1, который, в свою очередь, раскачивает рабочий орган 2. При вращении роторов на колеблющемся рабочем органе по принципу самосинхронизации происходит выравнивание частот вращения «невидимых дебалансов», возникающих при обкатке тел качания (маятников) 8 по беговым дорожкам 9. Ротор ИЭ с развитым моментом инерции выполняет роль маховика и аккумулятора кинетической энергии. При вхождении машины в область резонанса возбуждаются колебания в системе на частотах  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ , связанных с частотой параметрического возбуждения (частотой вращения ротора)  $\omega$  соотношением  $\omega = \lambda_1 + \lambda_2$ , где  $\lambda_1, \lambda_2$  – парциальные собственные частоты маятников ИЭ и рабочего органа соответственно. При этом  $\lambda_1 = \nu\omega$ , где  $\nu$  определяется размерами диска и маятников ИЭ. Таким образом, изменение области резонанса и частоты колебаний рабочего органа возможно за счёт изменения свойств и элементов ИЭ.

Во время вращения ротора ИЭ маятники обкатываются по беговым дорожкам с собственными частотами, при этом координаты центра масс системы маятников  $x_c, y_c$  описываются следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} x_{c_k} &= x + l \cos \psi_k + \rho_c \left( \cos \psi_k - \varphi_k \sin \psi_k - \frac{1}{2} \varphi_k^2 \cos \psi_k + \frac{1}{6} \varphi_k^3 \sin \psi_k \right), \\ y_{c_k} &= y + l \sin \psi_k + \rho_c \left( \sin \psi_k + \varphi_k \cos \psi_k - \frac{1}{2} \varphi_k^2 \sin \psi_k - \frac{1}{6} \varphi_k^3 \cos \psi_k \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\rho_c = BC_k$ ;  $l = AB$ ,  $\psi_k$  – угол положения беговой дорожки (рис. 1, б).

Подставляя выражение для обобщённой координаты  $\varphi_k = A_0 \cos \left( \omega_1 t + \frac{2\pi k}{N} \right)$  и зависимости частот генерации  $\omega = \omega_1 + \omega_2$  в уравнение (1), получаем следующие уравнения траектории центра масс:

$$\begin{aligned} x_c &= x - \frac{1}{2} \rho_c A_0 \left( 1 - \frac{1}{8} A_0^2 \right) \sin \omega_2 t + \frac{1}{48} \rho_c A_0^3 \sin (\omega_2 + 4\omega_1) t, \\ y_c &= y + \frac{1}{2} \rho_c A_0 \left( 1 - \frac{1}{8} A_0^2 \right) \cos \omega_2 t + \frac{1}{48} \rho_c A_0^3 \cos (\omega_2 + 4\omega_1) t. \end{aligned} \quad (2)$$

На основе уравнений (2) получаем график траектории движения центра масс системы маятников в безразмерных координатах  $x_c/\rho_c$  и  $y_c/\rho_c$ , считая, что рабочий орган не совершает движения. В случае четырёх маятников траектория представляет собой кривую, изображённую на рис. 2. При этом центр масс маятников движется в сторону вращения ротора ИЭ, но с частотой на  $\nu 100\%$  ниже частоты вращения ротора. Та-

ким образом, если ИЭ выполнен с коэффициентом  $\nu = 0,25$ , то частота вращения центра масс на 25% ниже частоты вращения ротора.

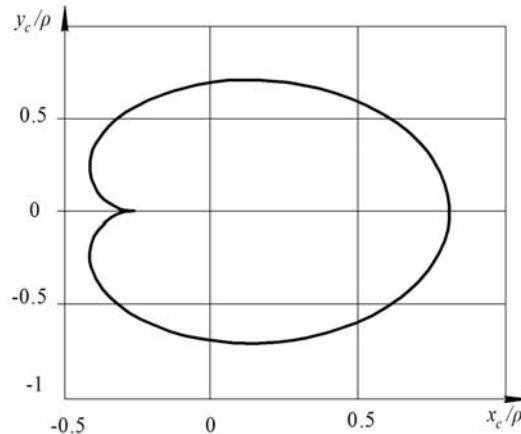


Рис. 2. Траектория движения центра масс системы маятников

Рабочий режим двухмассного вибрационного грохота включает в себя две области с разными формами колебаний. Первая форма колебаний, в которой оба рабочих органа колеблются в одной фазе, применима при грохочении материалов на низких частотах при хорошей пропускной способности просеивающей поверхности. Вторая форма колебаний, при которой рабочие органы двигаются в противофазе, применима для грохочения липких и трудно просеиваемых материалов, приводящих к постоянному забиванию ячеек просеивающей поверхности. Для запуска режима по первой форме колебаний необходимо ввести машину в первую резонансную область. Для запуска режима по второй форме колебаний необходимо увеличить частоту вращения роторов двигателей, чтобы выйти из рабочего режима с первой формой колебаний и войти во вторую резонансную область. Для прекращения процесса грохочения (колебаний рабочего органа) достаточно вывести машину из области резонанса, что значительно сокращает время остановки технологического процесса. При использовании же классических дебалансных вибраторов колебания в системе будут присутствовать до полной остановки вращения роторов двигателя вибратора.

### Метод решения

Однонаправленные рабочие колебания вибрационного грохота описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned}
 J_B \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} + \alpha_0 \rho_c \frac{d\varphi_k}{dt} + m \rho_c l \omega^2 \sin \varphi_k + m \rho_c \frac{d^2 y_1}{dt^2} \cos(\psi_k + \varphi_k) &= 0, \\
 m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \alpha_1 \frac{dy_1}{dt} + \alpha \left( \frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + c_1 y_1 + c_2 (y_1 - y_2) &= F_y \left( \frac{d^2 y_1}{dt^2}, \varphi_k, \frac{d\varphi_k}{dt}, \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2}, t \right), \\
 m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + \alpha_2 \frac{dy_2}{dt} - \alpha \left( \frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + c_1 y_2 + c_2 (y_1 - y_2) &= 0,
 \end{aligned} \quad (3)$$

где  $y_1, y_2$  – перемещения масс вдоль оси  $Oy$ ;  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты условных вязких сопротивлений вспомогательных упругих элементов, включая потери между средой и

массами;  $\alpha$  – коэффициент сопротивления основных упругих элементов;  $\alpha_0$  – коэффициент, характеризующий демпфирование маятников ИЭ;  $F_y \left( \frac{d^2 y_1}{dt^2}, \varphi_k, \frac{d\varphi_k}{dt}, \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2}, t \right)$  – проекция на ось  $Oy$  силы, действующей на массу  $m_1$  от колеблющихся маятников.

Сила  $F_y$  вычисляется по формуле  $F_y = -Nm \frac{d^2 y_c}{dt^2}$ , где  $y_c$  – ордината центра масс системы маятников [7]. Ордината  $y_c$  может быть выражена следующим образом:

$$y_c = y_1 + \frac{\rho_c}{N} \sum_{k=1}^N \sin(\psi_k + \varphi_k). \quad (4)$$

Дифференцируя дважды выражение (4), получим следующее уравнение для вынуждающей силы:

$$F_y = -Nm \frac{d^2 y_1}{dt^2} - m\rho_c \sum_{k=1}^N \left[ \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} \cos(\psi_k + \varphi_k) - \left( \omega + \frac{d\varphi_k}{dt} \right)^2 \sin(\psi_k + \varphi_k) \right]. \quad (5)$$

Подставляя выражение (5) во второе уравнение системы (3), получим следующее уравнение:

$$m_1^* \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \alpha_1 \frac{dy_1}{dt} + \alpha \left( \frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + c_1 y_1 + c_2 (y_1 - y_2) = F_y^* \left( \frac{d^2 y_1}{dt^2}, \varphi_k, \frac{d\varphi_k}{dt}, \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2}, t \right),$$

где  $m_1^* = m_1 + Nm$ ,  $F_y^* = m\rho_c \sum_{k=1}^N \left( \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} \cos(\psi_k + \varphi_k) - \left( \omega - \frac{d\varphi_k}{dt} \right)^2 \sin(\psi_k + \varphi_k) \right)$ .

Здесь силу  $F_y^*$  можно рассматривать как нелинейную вынуждающую силу инерции. При установившихся резонансных колебаниях их форма, в соответствии с постулатом Видлера, совпадает с формой свободных колебаний.

В резонансных двухмассных машинах с целью создания эффективной виброизоляции вспомогательные упругие связи выполняются весьма податливыми. Соотношение между жёсткостями таково, что  $c_1 \gg c_2$  и поэтому можно положить  $c_2 \approx 0$ . При таких предположениях двухмассный вибрационный грохот можно преобразовать в одномассный. Таким образом, стремление улучшить виброизоляцию приводит к введению в систему дополнительной массы, которая будет использоваться как дополнительный рабочий орган, и выбору вспомогательных упругих элементов с минимальной жёсткостью. Ограничения связаны только с обеспечением их прочности, поэтому одна из частот собственных колебаний оказывается относительно низкой. В качестве рабочей принимается частота, соответствующая второй форме вынужденных колебаний, которой соответствуют колебания масс  $m_1, m_2$  в противофазе друг относительно друга. Заметим, что на рис. 1,  $a$  ось  $Oy$  вертикальна. При этом маятники ИЭ вибровозбудителя находятся под действием не только центробежных сил инерции, но и сил тяготения. Поскольку  $\omega^2 (\rho_c + l) \gg g$ , то влиянием сил тяготения можно пренебречь.

Дифференциальные уравнения свободных колебаний системы при  $\varphi_k \equiv 0$  ( $k = 1, 2, \dots, N$ ) запишем в виде

$$\begin{aligned} m_1^* \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \alpha_1 \frac{dy_1}{dt} + \alpha \left( \frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + c_2 (y_1 - y_2) &= 0, \\ m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + \alpha_2 \frac{dy_2}{dt} - \alpha \left( \frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + c_2 (y_1 - y_2) &= 0. \end{aligned}$$

Стоит отметить, что при  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$  имеет место соотношение  $m_1^* \ddot{y}_1 - m_2 \ddot{y}_2 = 0$ , которое приводит к интегрируемым комбинациям вида  $m_1^* \dot{y}_1 - m_2 \dot{y}_2 = 0$ ,  $m_1^* y_1 - m_2 y_2 = 0$ . Откуда для периодических колебаний имеем

$$\frac{y_2}{y_1} = -\frac{m_1^*}{m_2} = -\gamma. \quad (6)$$

В дальнейшем считаем, что без значительного ущерба для точности получаемых решений соотношения (6) выполняются и при  $\alpha_1, \alpha_2$  отличных от нуля, т.е. при малом демпфировании во вспомогательных упругих связях. Если в рассмотренном случае ввести координату  $y = y_1 - y_2$ , то получим следующие соотношения:

$$y_1 = \frac{1}{1+\gamma} y, \quad y_2 = -\frac{1}{1+\gamma} y.$$

При таких предположениях система (3) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} J_B \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} + \alpha_0 \rho_c \frac{d\varphi_k}{dt} + m \rho_c l \omega^2 \sin \varphi_k + \frac{m \rho_c}{1+\gamma} \frac{d^2 y}{dt^2} \cos(\psi_k + \varphi_k) &= 0, \quad (k = 1, 2, \dots, N), \\ m_{np} \frac{d^2 y}{dt^2} + (\alpha_{np} + \alpha) \frac{dy}{dt} + c_2 y &= F_y^* \left( \varphi_k, \frac{d\varphi_k}{dt}, \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2}, t \right), \end{aligned} \quad (7)$$

для которой справедливы соотношения

$$\frac{m_1^*}{m_2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \gamma.$$

Здесь  $m_{np} = m_1^* m_2 / (m_1^* + m_2)$ ,  $\alpha_{np} = \alpha_1 / (1 + \gamma)$  – соответственно приведённые масса и коэффициент сопротивления.

Принимая за основу систему уравнений (7) и введя нелинейную упругую силу, характеристика которой задаётся по формуле  $F_1(y) = cy + c^* y^3$ , запишем её в виде

$$J_B \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} + \alpha_0 \rho_c \frac{d\varphi_k}{dt} + m \rho_c l \omega^2 \sin \varphi_k + \frac{m \rho_c}{1+\gamma} \frac{d^2 y}{dt^2} \cos(\psi_k + \varphi_k) = 0, \quad (k = 1, 2, \dots, N),$$

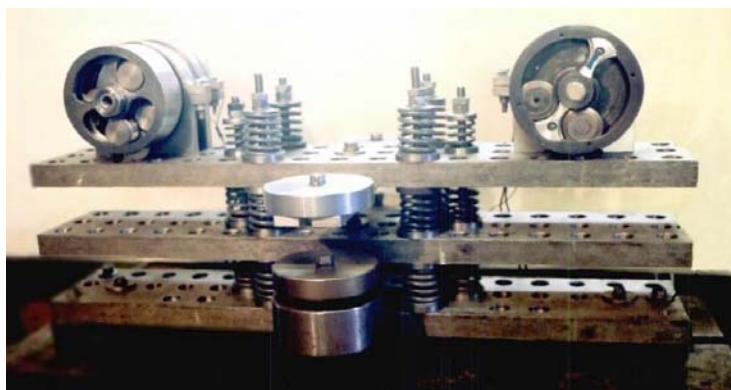
$$m_{np} \frac{d^2 y}{dt^2} + (\alpha_{np} + \alpha) \frac{dy}{dt} + c_2 y + c^* y^3 = F_y^* \left( \varphi_k, \frac{d\varphi_k}{dt}, \frac{d^2\varphi_k}{dt^2}, t \right). \quad (8)$$

Частоты свободных колебаний линейной части колебательной системы (8) при  $F_y^* = 0$ :  $\omega_0 = \nu\omega$ ,  $\omega_y = \sqrt{c/m_{np}}$ . Для возбуждения комбинационного параметрического резонанса необходимо выполнение соотношения  $\omega_0 = \nu\omega + \omega_y$ .

### **Анализ результатов и выводы**

Следует заметить, что дифференциальные уравнения движения двухмассного грохота в первом приближении (8) в значительной степени совпадают с дифференциальными уравнениями для одномассного вибрационного грохота [8]. Благодаря этому сходству результаты, полученные в работах [8-10], можно применить и для двухмассного вибрационного грохота.

Для исследования устойчивости резонансных колебаний двухмассной колебательной системы на базе Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева созданы опытные образцы, показанные на рис. 3. Экспериментальные результаты подтверждают стабильность и устойчивость резонансных параметрических колебаний при действии технологической нагрузки на колебательную систему двухмассного вибрационного грохота.



*а*



*б*

*Рис. 3. Экспериментальный стенд двухмассной колебательной системы:  
а – с двумя параметрическими вибровозбудителями;  
б – с одним параметрическим вибровозбудителем*

Двухмассный резонансный вибрационный грохот на комбинационном параметрическом резонансе обладает важными достоинствами, которые наделяют его новыми качествами.

1. Высокая стабильность резонансных колебаний рабочего органа большой амплитуды на низких частотах.

2. Возможность работы двух рабочих органов как в одной фазе, так и в противофазе без дополнительной настройки, только за счёт смены рабочей зоны. Противофазные колебания позволяют реализовать виброударный режим без остановки технологического процесса.

3. Широкая зона резонанса позволяет изменять частоту и амплитуду колебаний в значительно больших пределах, чем в грохотах с обычным дебалансным вибратором. В таком случае удаётся управлять технологическим процессом только за счёт изменения частоты генерации.

4. Резонансный грохот характеризуется низким энергопотреблением и высоким коэффициентом полезного действия машины по сравнению с зарезонансными вибрационными грохотами, использующими дебалансные вибровозбудители.

5. Двухмассная колебательная система позволяет создавать высокоэффективную виброизоляцию без потери в производительности.

### Заключение

Использование комбинационного параметрического резонанса обеспечивает высокие количественные и качественные показатели, которыми не обладают машины, построенные на иных принципах. Данное направление в механике является перспективным, так как явления и эффекты, реализуемые при комбинационном параметрическом резонансе, практически не применяются в современных машинах.

### Библиографический список

1. Вибрации в технике: справочник в 6 томах. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э.Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.
2. Круш И., Борохович Д., Косой Г. Применение технологии Kroosh для процессов разделения сыпучих материалов и полидисперсных суспензий // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. № 14. С. 171-183.
3. Асташев В.К. Авторезонансные системы возбуждения вибрационных машин // Наука производству. 1988. № 10. С. 30-34.
4. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. М.: Наука, 1971. 896 с.
5. Антипов В.И. Вибровозбудитель: патент РФ № 2072661; опубл. 27.01.1997; бюл. № 3.
6. Антипов В.И. Самоорганизация в резонансных системах с параметрическим возбуждением // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2012. № 4 (1). С. 177-182.
7. Ильин М.М., Колесников К.С., Саратов Ю.С. Теория колебаний. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 272 с.
8. Денцов Н.Н. Динамика вибрационного грохота на многократном комбинационном параметрическом резонансе // Фундаментальные исследования. 2015. № 4. С. 55-60.
9. Денцов Н.Н., Миронов А.А. Исследование устойчивости стационарного режима работы вибрационного грохота с параметрическими вибровозбудителями // Современ-



ные проблемы науки и образования. 2015. № 1, ч. 1. <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=18618>

10. Антипов В.И., Денцов Н.Н., Кошелев А.В. Энергетические соотношения в вибрационной машине на многократном комбинационном параметрическом резонансе // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2013. № 5 (1). С. 188-194.

## DYNAMICS OF A DUAL-MASS RESONANT VIBRATION SCREEN IN A FIRST APPROXIMATION

© 2018

**N. N. Dentsov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Theoretical and Applied Mechanics; Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russian Federation; [dentsovnn90@mail.ru](mailto:dentsovnn90@mail.ru)

**A. V. Koshelev** Candidate of Science (Engineering), Research Associate, Thematic Department of Development of Solid-State Accelerometers and Gyroscopes; Public Joint Stock Company Arzamas Scientific and Production Enterprise Temp-Avia, Arzamas, Russian Federation; [koshelevav88@mail.ru](mailto:koshelevav88@mail.ru)

The decision on creation of a new energy-efficient vibration screen using combination parametrical resonance is presented. The decision makes it possible to expand functional and operational opportunities of vibration machines. Dynamic and mathematical models of a dual-mass resonant vibration screen are presented. Differential equations of the machine motion are given. The principle of work of a resonant vibration screen is described. The trajectory of motion of the center of mass of the system of pendulums of the inertia member of the parametrical drive during their running in on racetracks is given. A method of reducing the data on a dual-mass system to a single-mass one is presented. At the same time an additional condition on the stiffness of elastic members of the oscillatory system is introduced. The value of the coercive force under steady-state resonant oscillations is identified. Ratios between the masses of actuating devices, damping coefficients and linear displacements of the actuating device are obtained. The parametric resonance coupled with the phenomenon of self-synchronization makes it possible to realize self-controlled and self-supported proper motion of the machine. Real samples of dual-mass oscillatory systems with one and two parametrical vibration generators are presented. On the basis of the results obtained for prototypes of a dual-mass system the conclusion about the stability of the resonant operating mode is drawn. The results of this work can be used to produce new highly efficient resonant vibration machines.

*Vibration screen; parametric resonance; dynamics; self-synchronization; oscillatory system; stability.*

---

*Citation:* Dentsov N.N., Koshelev A.V. Dynamics of a dual-mass resonant vibration screen in a first approximation. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 3. P. 148-157.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-148-157

### References

1. *Vibratsii v tekhnike: spravochnik v 6 tomakh. T. 4. Vibratsionnye protsessy i mashiny / pod red. E.E. Lavendela* [Vibrations in engineering. V. 4. Vibration processes and machines / ed. by E.E. Lavendel]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 509 p.
2. Krush I., Borohovich D., Kosoy G. Implementation of Kroosh technology for processes of separation of granular materials and polydispersed dredgers. *Mining Informational and Analytical Bulletin*. 2009. No. 14. P. 171-183. (In Russ.)
3. Astashev V.K. Autoresonant systems of excitation of vibration machines. *Science Production*. 1988. No. 10. P. 30-34. (In Russ.)

4. Blekhman I.I. *Sinkhronizatsiya dinamicheskikh system* [Synchronization of dynamic systems]. Moscow: Nauka Publ., 1971. 896 p.
5. Antipov V.I. *Vibrovozбудitel'* [Vibration generator]. Patent RF, no. 2072661, 1997. (Publ. 27.01.1997, bull. no. 3)
6. Antipov V.I. Self-organization in resonance systems with parametric excitation. *Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod*. 2012. No. 4 (1). P. 177-182. (In Russ.)
7. Il'in M.M., Kolesnikov K.S., Saratov Yu.S. *Teoriya kolebaniy* [Theory of oscillations]. Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publ., 2003. 272 p.
8. Dentsov N.N. Dynamics of the screen riddle on the multiple combinational parametric resonance. *Fundamental Research*. 2015. No. 4. P. 55-60. (In Russ.)
9. Dentsov N.N., Mironov A.A. Research of stability of the stationary operating mode of the screen riddle with parametric vibrators. *Modern Problems of Science and Education*. 2015. No. 1, part 1. Available at: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=18618>. (In Russ.)
10. Antipov V.I., Dentsov N.N., Koshelev A.V. Energy relations in a vibration machine at a multiple combination parametric resonance. *Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod*. 2013. No. 5 (1). P. 188-194. (In Russ.)