

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Л.Н. ГУМИЛЕВ АТЫНДАҒЫ ЕУРАЗИЯ ҰЛТТЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ



**Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университетінің 20 жылдығы
және механика-математика факультеті
«Механика» кафедрасының құрылғанына 10 жыл толуы аясында өтетін
«МЕХАНИКА ЖӘНЕ МАТЕМАТИКАНЫҢ ӨЗЕКТІ МӘСЕЛЕЛЕРІ» атты
Республикалық ғылыми-әдістемелік конференциясы**

БАЯНДАМАЛАР ЖИНАҒЫ

СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ

**Республиканской научно-методической конференции
«АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ МЕХАНИКИ И МАТЕМАТИКИ»,
посвященной 20-летию Евразийского национального университета
им. Л.Н. Гумилева и 10-летию основания кафедры «Механика»
механико-математического факультета
Евразийского национального университета им. Л.Н. Гумилева**

2016 жыл 14-15 қазан

Астана

ӘОЖ 531:510 (063)

КБЖ 22

М 49

В подготовке Сборника к печати принимали участие:

Джайчибеков Н.Ж., Ибраев А.Г., Бургумбаева С.К., Бостанов Б.О.

«Механика және математиканың өзекті мәселелері» атты Республикалық ғылыми-әдістемелік конференциясының БАЯНДАМАЛАР ЖИНАҒЫ. Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университетінің 20 жылдығы және механика-математика факультеті «Механика» кафедрасының құрылғанына 10 жыл толуына арналған = «Актуальные вопросы механики и математики», посвященной 20-летию Евразийского национального университета им.Л.Н. Гумилева и 10-летию основания кафедры «Механика» механико-математического факультета Евразийского национального университета им. Л.Н. Гумилев. СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ Республиканской научно-методической конференции. Қазақша, орысша. – Астана, 2016, 292 б.

ISBN 998-601-301-808-9

Жинаққа студенттердің, магистранттардың, докторанттардың және ғалымдардың механика, математика, математикалық және компьютерлік модельдеу, механика және математиканы оқыту әдістемесінің өзекті мәселелері бойынша баяндамалары енгізілген.

В Сборник вошли доклады студентов, магистрантов, докторантов и ученых по актуальным вопросам механики, математики, математического и компьютерного моделирования и методика преподавания механики и математики.

Тексты докладов печатаются в авторской редакции

ISBN 998-601-301-808-9

ӘОЖ 531:510 (063)

КБЖ 22

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПРИВОДОВ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

М.Д. Алимжанов, К.К. Кайрош, Б. Газизов

Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилёва, Астана, Казахстан

Приводы вибрационных машин составляют важную часть их структуры. В анализе приводов вибрационных машин представляет интерес их самосинхронизация. Самосинхронизацией приводов вибровозбудителей вибрационных машин является установление одинаковой средней угловой скорости дебалансов, которые кинематически не связаны между собой. Синхронное вращение дебалансов в двухвальном механическом вибровозбудителе достигается вследствие взаимодействия их с подвижным несущим телом [1,2]. Согласованное вращение дебалансов, не смотря на различия в параметрах происходит при определенных условиях. Самосинхронизация изучается на основе нелинейной теории колебаний.

Особенности самосинхронизации приведем на примере модели дебаланса установленного в несущем теле (рисунок 1) .

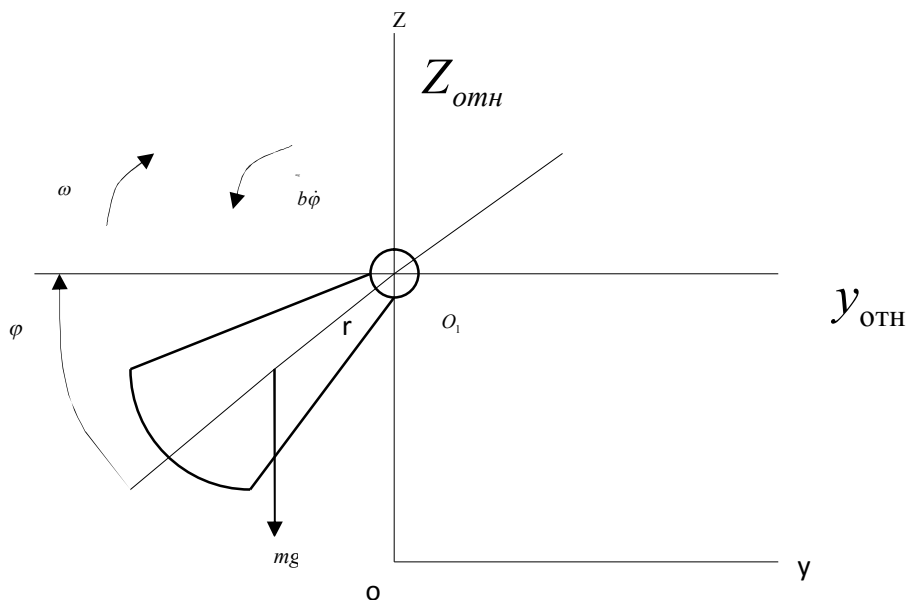


Рисунок 1– Модель дебаланса

Пусть угловые скорости вращения дебаланса и корпуса вибровозбудителя (несущее тело) равны ω . Вертикальные перемещения несущего тела имеют вид:

$$z = A \sin \omega t , \tag{1}$$

где A - амплитуда колебаний, ω - частота колебаний.

Дифференциальное уравнение относительно движения дебаланса представим так:

$$I \ddot{\varphi} + b \dot{\varphi} + mr \omega^2 A \cos \varphi \sin \omega t = mgr \cos \varphi , \tag{2}$$

где I – момент инерции; $b \dot{\varphi}$ - момент трения; mr – дисбаланс; φ - угол поворота.

Уравнение (2) является нелинейным уравнением с переменными коэффициентами. Периодические решения (2) ищем в виде:

$$\varphi = \omega t + \alpha, \quad (3)$$

где α - сдвиг фазы.

Из (2) устанавливают возможность синхронного режима вращения дебаланса с угловой скоростью ω :

$$mr \cos(\omega t + \alpha) (g - A\omega^2 \sin \omega t) = b\omega. \quad (4)$$

Выражение (4) не является тождеством, так как левая часть будет переменной величиной. Следовательно, функция (3) не может быть точным решением (2). Однако функцию (3) можно считать приближенным решением (2). Найдем усредненное значение, за период 2π , левой части (4). При интегрировании используем тригонометрические преобразования и получим:

$$mr \int_0^{2\pi} \cos(\omega t + \alpha) (g - A\omega^2 \sin \omega t) dt = mr \left[-\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2\omega} \cos(2\omega t + \alpha) \Big|_0^{2\pi} - \frac{1}{2} \sin \alpha t \Big|_0^{2\pi} \right] = \pi mr A \omega \sin \alpha \quad (5).$$

Разделим (5) на $\frac{2\pi}{\omega}$, тогда получим:

$$b\omega = \frac{mr A \omega^2}{2} \sin \alpha, \quad (6)$$

что соответствует среднему значению. Из полученного постоянного выражения (6), найдем неизвестную фазу:

$$\sin \alpha = \frac{2b}{mr A \omega}. \quad (7)$$

Отсюда условием самосинхронизации дебаланса является:

$$\sin \alpha = \frac{2b}{mr A \omega} < 1. \quad (8)$$

Из (8) следует, что увеличение дисбаланса mr , благотворно влияет на условие самосинхронизации. Максимальное значение трения, препятствующее вращению оценивается как:

$$b = \frac{mr A \omega}{2}. \quad (9)$$

Таким образом, после усреднения, функция (3) является приближенным решением (2). В действительности движение дисбаланса происходит по закону:

$$\varphi = \omega t + \alpha(t), \quad (10)$$

тогда:

$$\dot{\varphi} = \omega + \dot{\alpha}, \quad (11)$$

что указывает на то, что угловая скорость дебаланса колеблется в окрестности ω . Следовательно, синхронизация происходит в среднем, с учетом того, что на равномерное вращение ротора с угловой скоростью ω добавляются периодические колебания $\alpha(t)$. Колебаниями, происходящими по закону $\alpha(t)$ можно пренебречь, поэтому $\dot{\alpha} \ll \omega$.

Описанное общее положение приближенного анализа позволяет перейти к изучению динамических свойств конкретных моделей вибрационных машин. На рисунке 2 приведены модели вибрационных машин, приводы которых представляют двухвальные центробежные вибровозбудители. (На указанные модели вибрационных машин получены патенты [3].)

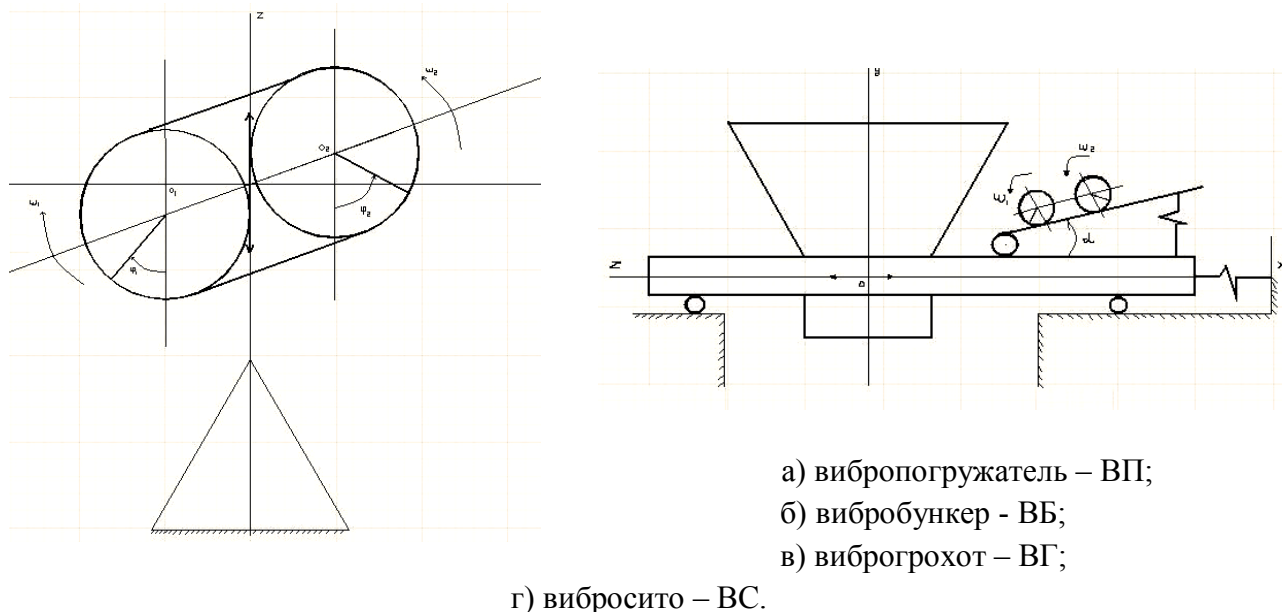


Рисунок 2 – Модели вибрационных машин

Рассмотрим, в частности динамическую модель виброгрохота (рисунок 2,г) подробнее. Особенность шарнирного соединения вибровозбудителя с коробом 2 позволяет легко выполнить условия, необходимые для устойчивого режима синхронно-синфазных движений роторов вибровозбудителя. Дифференциальные уравнения движения рассматриваемой системы представляется как:

$$\left. \begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3 + m_4)\ddot{z} + b_z \cdot \dot{z} + c_z \cdot z &= m_1 r_1 (\dot{\varphi}_1^2 \cdot \cos \varphi_1 + \ddot{\varphi}_1 \cdot \sin \varphi_1) + m_2 r_2 (\dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2); \\ I \ddot{\psi} + b_\psi \cdot \dot{\psi} + c_\psi \cdot \psi &= a m_1 r_1 (\dot{\varphi}_1^2 \cdot \cos \varphi_1 + \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1) - a m_2 r_2 (\dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 + b_1 \dot{\varphi}_1 &= \varepsilon_1 L_1 - \beta_1 \dot{\varphi}_1 + m_1 r_1 (\ddot{z} \sin \varphi_1 + a \ddot{\psi} \sin \varphi_1); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + b_2 \dot{\varphi}_2 &= \varepsilon_2 L_2 - \beta_2 \dot{\varphi}_2 + m_2 r_2 (\ddot{z} \sin \varphi_2 + a \ddot{\psi} \sin \varphi_2), \end{aligned} \right\} (12)$$

где m_1, m_2, m_3, m_4 - соответственно массы роторов, корпуса вибровозбудителя и короба;

I_k, r_k – соответственно момент инерции и эксцентриситет ротора ($k=1,2$);

I – момент инерции вибровозбудителя относительно оси перпендикулярной плоскости чертежа и проходящей через точку O_3 ;

Z_a - расстояние между осями вращения роторов;

φ_k - угол поворота ротора ($k=1,2$), отсчитываемый от положительного направления вертикальной оси против хода часовой стрелки;

Z – перемещения системы вдоль наклонной оси;

ψ - угол поворота корпуса вибровозбудителя;

C_z, C_ψ - соответственно коэффициенты жесткости упругих связей по оси Z и углу поворота системы ψ .

В управлениях учтены неконсервативные силы, $b_\psi \cdot \dot{\psi}; b_1 \cdot \dot{\phi}_1; b_2 \cdot \dot{\phi}_2$, которые представляют силы вязкого сопротивления повороту вибровозбудителя и вращению роторов. Моменты асинхронных двигателей заданы их статической характеристикой:

$$M_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\epsilon}} = \varepsilon_k L_k - \beta_k \cdot \dot{\phi}_k, \quad (13)$$

где ε_k - число, равное (+1) либо (-1), в зависимости от направления вращения роторов;

L_k, β_k - постоянные величины ($k=1,2$).

Исследования системы нелинейных дифференциальных уравнений (12) проводились численным методом. Были исследованы широкие области переменных параметров, изменяющиеся на всех стадиях работы грохота. На рисунке 3 представлен характерный пример результата решения одного из вариантов.

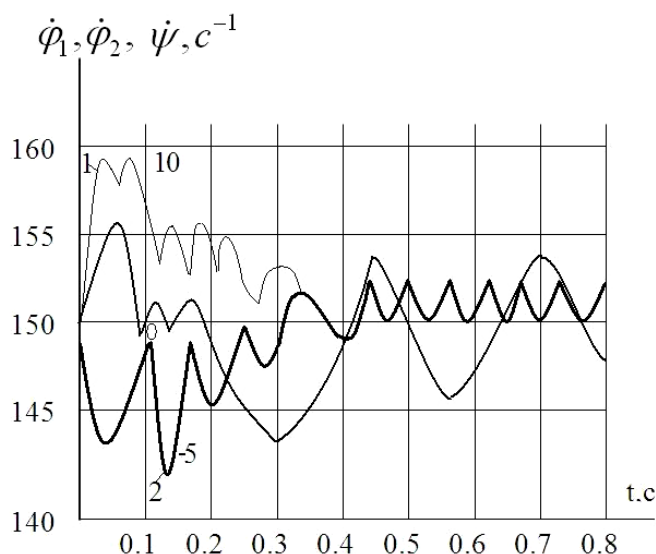


Рисунок 3– Результаты расчета при параметрах системы:

$$a=0.2\text{м}; C_z = 400 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; C_\psi = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$$

В результате исследования установлены условия возможности самосинхронизации роторов предложенного грохота ($\dot{\phi}_1 = \dot{\phi}_2$). Показано, что устойчивые синхронно-синфазные движения роторов ($\dot{\phi}_1 = \dot{\phi}_2; \phi_1 = \phi_2$) нечувствительны к значениям параметров, изменяющихся в процессе работы системы. Установлено, что наибольший запас устойчивого режима самосинхронизации роторов в предложенной конструкции достигается при расположении шарнирного соединения в центре масс корпуса вибровозбудителя. Время установления синхронно-синфазных движений роторов не превосходит 0,5 с.

Выводы

1. Описана динамика модели виброгрохота с самосинхронизирующимся приводом
2. Показано, что условия, необходимые для устойчивого режима синхронно-синфазных движений роторов, выполняются на всех стадиях работы при шарнирном соединении короба грохота с двухвальным центробежным вибровозбудителем. При этом время устанавливается этих движений не происходит 0,5 с.
3. Выявлено, что режим устойчивых синхронно-синфазных движений роторов нечувствителен в величине изменяющихся в некоторой области параметров системы. Это обстоятельство может быть использовано при конструировании вибрационных машин различного технологического назначения.

Список использованных источников

1. Блехман И. И. Вибрационная механика М: Наука, 1994. 394 с.
2. Пановко Г. Я. Динамика вибрационных технологических процессов. М, 2007. 176 с.
3. Инновационный патент РК на изобретение № 26370 Алимжанов К.Д., Алимжанов М.Д., Костюченко Н.В., Костюченкова О.Н., Оспанов Д.М. Устройство для формования навоза. Оpub. 15.11. 2012 г. бюл. №11.

УДК621.311.24

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ОГИБАЮЩЕЙ ЛИНИИ ДИФFUЗОРА НА СКОРОСТЬ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Х.Ж. Байшагиров, Б.М. Омаров

bayshagir@mail.ru, wwwbahazwer@mail.ru

КГУ им. Ш. Уалиханова, Кокшетау, Казахстан

В настоящее время ветроэнергетика является одним из наиболее перспективных источников энергии в мире, ведущим направлением политики энергосбережения и использования экологически чистой возобновляемой энергии [1].

Еще в сентябре 2002 года Глава Государства на совещании с акимами в Кустанае указал на необходимость снабжения села автономными источниками энергии. Ведь там живет 47% населения страны, а потребляют они лишь 10 % всей вырабатываемой энергии, и эта доля уменьшается с каждым годом.

К автономным источникам энергии относится и разрабатываемая в КГУ им. Ш. Уалиханова (рис 1) композиционная ветроэнергетическая установка с диффузором (ВЭУД) на основе грантов Комитета Науки МОН РК[2, 3], которая в 2 раза мощнее аналогов (рис 2).



Рисунок 1 – Испытания ВЭУД на заводе АО «Кокше»