

## ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ УПРУГОГО СИНХРОНИЗАТОРА ДЛЯ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ НАПРАВЛЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Франчук В.П., докт. техн. наук, проф., НГУ,  
Савлук С.В., аспирант

*Сформулированы теоретические аспекты динамики вибровозбудителя направленного действия с синхронизатором, выполненном в виде блока упругой связи. Приводится инженерная методика расчета вибровозбудителя описываемого типа.*

*The theoretical aspects of dynamics of the rectilinear motion vibrator with synchronizer, including an elastic link, are formulated. The engineering technique to calculate the vibrator of the type described is given.*

Известно, что в обогатительной и горно-добывающей промышленности часто находят применение вибровозбудители направленного действия. Классифицируют их по следующим типам: инерционные, электромагнитные, гидравлические и пневматические. Наибольшую популярность получили инерционные и электромагнитные вибровозбудители. Из них инерционные лидируют, это связано прежде всего с простотой и надежностью конструкции, низкой стоимостью и хорошей ремонтпригодностью.

***Проблема и ее связь с научными или практическими задачами***

Инерционные вибровозбудители направленного действия, а точнее дебалансные, также классифицируются по типу синхронизации привода: с кинематической синхронизацией (зубчатая пара), самосинхронизации и синхронизации с помощью автоматической управляющей системы, за счет подстройки угловой скорости и фазного угла одного вала с другим. Все три типа имеют свои преимущества и недостатки. Наибольшее распространение получила самосинхронизация и кинематическая синхронизация.

К преимуществам самосинхронизации можно отнести то, что она позволяет отказаться от кинематической связи между валами, а именно от зубчатой пары. Однако самосинхронизация имеет и ряд недостатков, таких как чувствительность к изменению внешних свойств системы. Синхронизация с помощью зубчатой пары дает на-

дежный режим работы, однако при этом снижается КПД передачи и со временем происходит износ зубчатого венца колес.

**Постановка задачи**

В силу указанных выше причин возникла необходимость в создании нового типа вибровозбудителя направленного действия. Для повышения надежности синхронно-синфазного режима работы привода возбудителя было принято решение использовать упругую связь между его валами. Это позволяет отказаться от жесткой кинематической связи зубчатой пары и при этом использовать преимущества самосинхронизации, то есть использовать упругую связь, что значительно снижает накопление остаточных напряжений и продлевает срок службы основных узлов вибровозбудителя.

**Анализ исследований и публикаций**

В конструкциях бигармонических вибраторов [2,3] было использовано подобное решение, однако автор использовал в комплексе упругую связь и зубчатые пары. Рассмотрим конструкцию вибровозбудителя направленного действия [4], представленную на рис. 1, схема которого представлена на рис. 2.

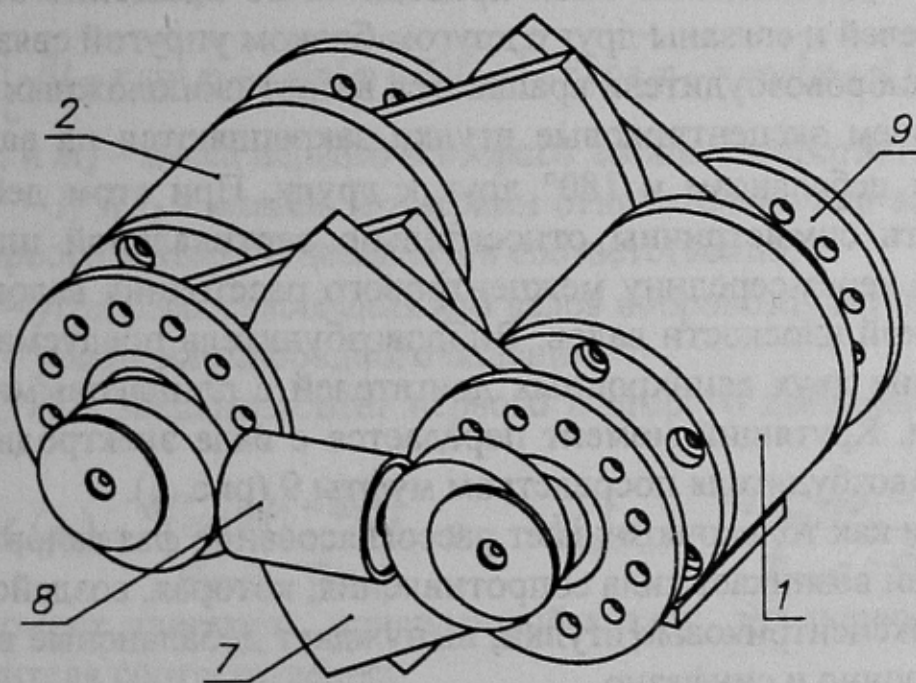


Рисунок 1 – Конструкция вибровозбудителя



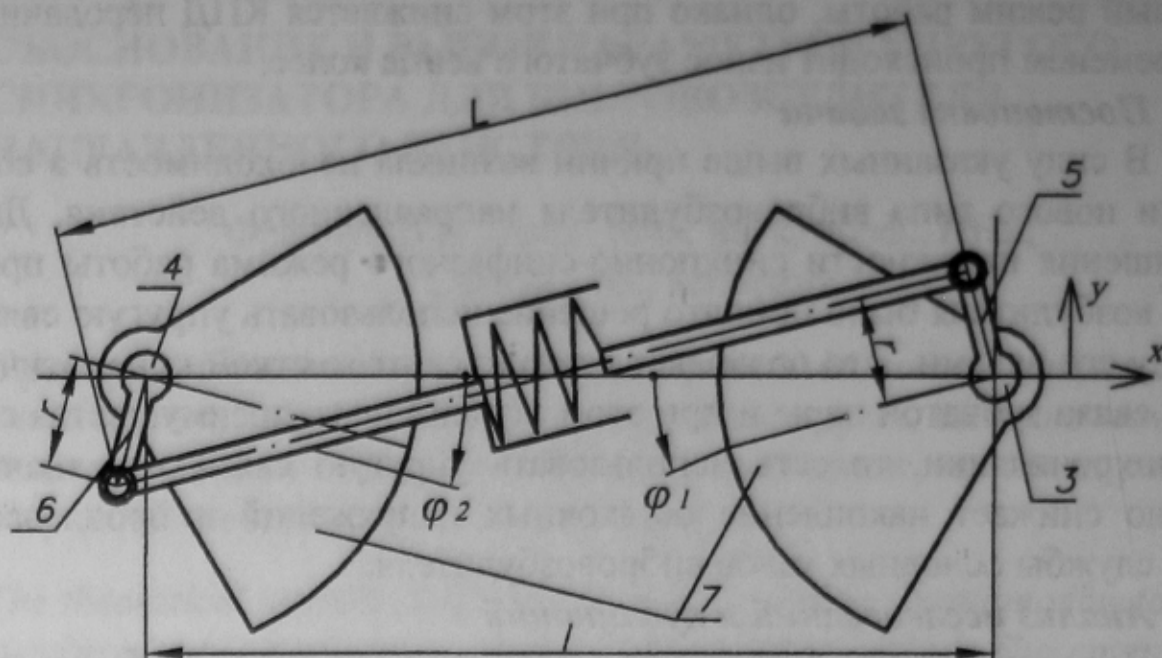


Рисунок 2 – Кинематическая схема

### *Изложение материала и результаты*

В корпусах 1,2 размещено два вала 3,4 на которых закреплены дебалансы 7. Дебалансные валы приводятся во вращение от каких-либо двигателей и связаны друг с другом блоком упругой связи 8.

Валы вибровозбудителя вращаются в противоположных направлениях, причем эксцентриковые втулки закрепляются на валах под углом  $90^\circ$  к дебалансам и  $180^\circ$  друг к другу. При этом дебалансы должны быть симметричны относительно вертикальной плоскости проходящей через середину межцентрового расстояния валов и перпендикулярной плоскости валов. Вибровозбудитель предусматривает использование двух асинхронных двигателей с одинаковыми характеристиками. Крутящий момент передается с вала электродвигателя на вал вибровозбудителя посредством муфты 9 (рис. 1).

Причем как только возникает рассогласование фаз валов в блоке упругой связи возникает сила сопротивления, которая, воздействуя на валы через эксцентриковые втулки, вынуждает дебалансные валы работать синхронно и синфазно.

Для предотвращения проворота одного дебаланса относительно другого на  $180^\circ$  необходимо, чтобы было соблюдено условие – момент сопротивления в блоке упругой связи должен быть больше чем максимальный момент на валу электродвигателя, при максимально допустимом угле рассогласования фаз валов вибровозбудителя. Из схемы на рис. 2 нетрудно видеть, что максимальный момент сопро-

тивления блока упругой связи возможен при угле рассогласования  $45^\circ$ , при большем угле он уменьшается. Следовательно критический угол рассогласования фаз валов вибровозбудителя  $45^\circ$ .

Рассмотрим динамическую схему представленного вибровозбудителя. Пусть  $xOy$  – неподвижная система прямоугольных осей координат. Для упрощения поставленной задачи примем следующие допущения: каждый вал вибровозбудителя имеют только одну степень свободы – вращательную; в установившемся режиме валы вращаются с постоянной скоростью.

Систему уравнений Лагранжа 2-го рода, можно записать в виде:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + m_1 g r_1 \cos \varphi_1 + C_{12} X_1 &= M_1(\varphi_1) - R_1(\varphi_1) \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - m_2 g r_2 \cos \varphi_2 + C_{12} X_2 &= M_2(\varphi_2) - R_2(\varphi_2) \end{aligned}$$

Здесь кинетическая энергия системы будет иметь вид:

$$T = \frac{1}{2} I_{cs} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} I_{cs} \dot{\varphi}_2^2$$

А потенциальная энергия соответственно:

$$\begin{aligned} \Pi &= m_1 g r_1 [1 - \sin \varphi_1] + m_2 r_2 g [1 - \sin \varphi_2] + \\ &+ \frac{1}{2} C_{12} \left[ \sqrt{[l - r \sin \varphi + r \sin(\varphi + \xi)]^2 + [-r \cos \varphi - r \cos(\varphi + \xi)]^2} - \sqrt{l^2 + 4r^2} \right]^2 \end{aligned}$$

где  $m_1$  и  $m_2$  – масса первого и второго дебаланса соответственно;

$I_1$  и  $I_2$  – моменты инерции относительно оси вращения для первого и второго дебалансов соответственно;

$\xi$  – угол рассогласования фаз валов вибровозбудителя;

$g$  – ускорение свободного падения;

$r_1, r_2$  – эксцентриситет первого и второго дебаланса соответственно;

$$M_1(\varphi_1) = \frac{M_{ном1} [\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{01}]}{\dot{\varphi}_{ном1} - \dot{\varphi}_{01}} \quad \text{и} \quad M_2(\varphi_2) = \frac{M_{ном2} [\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_{02}]}{\dot{\varphi}_{ном2} - \dot{\varphi}_{02}}$$

момент двигателя, приведенный к валу, для первого и второго возбудителя соответственно;

где  $\varphi_{01}$  и  $\varphi_{02}$  – синхронная угловая скорость первого и второго электродвигателя соответственно;

$\varphi_{ном1}$  и  $\varphi_{ном2}$  – угловая скорость при номинальной частоте вращения первого и второго электродвигателя соответственно;



$$R_1(\varphi_1) = \frac{1}{2} f d m_1 r_1 \dot{\varphi}_1^2 \operatorname{sign} \dot{\varphi}_1 \quad \text{и} \quad R_2(\varphi_2) = \frac{1}{2} f d m_2 r_2 \dot{\varphi}_2^2 \operatorname{sign} \dot{\varphi}_2$$

момент сопротивления, от сил трения, на валу вибровозбудителя, для первого и второго возбудителя соответственно, согласно [1].

где  $m_s r_s \dot{\varphi}_s^2$  – радиальное усилие дебаланса невозмущенной системы;

$f$  – безразмерный условный коэффициент трения, зависит от типа подшипника и вида смазки;

$d$  – внутренний диаметр подшипника качения;

$\operatorname{sign} \dot{\varphi}$  – функция равная +1 или -1 в зависимости от направления вращения вала вибровозбудителя.

Для определения рациональных параметров упругой связи необходимо чтобы было соблюдено главное условие – максимальный момент на валу электродвигателя не должен превышать момент сопротивления упругого элемента между валами при критическом угле рассогласования фаз вибровозбудителя.

Тогда рациональную жесткость упругого элемента можно представить в виде:

$$C_{12} = \frac{k(M_{\max} - R_s)}{Xh} \quad (1)$$

причем  $C_{12}$  определяется из следующих соображений:

– при  $\xi = 0^\circ$  момент от силы сопротивления упругого элемента  $M_{\text{упр}} = 0$ ;

– а при  $\xi = 45^\circ$   $M_{\text{упр}} \geq M_{\max} - R_s$ ,

где  $M_{\max}$  – максимальный момент на валу электродвигателя,

$h$  – плечо действия силы сопротивления упругого элемента эксцентриковой связи;

$R_s$  – момент сил сопротивления вращению вала электродвигателя.

$k$  – коэффициент запаса.

Где плечо  $h$  момента сопротивления упругого элемента можно представить в виде:

$$h = r \sin \left[ \psi_1 + \arcsin \frac{r \sin \psi_1 - r \sin \psi_2}{\sqrt{[r \cos \psi_2 + l - r \cos \psi_1]^2 + [r \sin \psi_1 - r \sin \psi_2]^2}} \right]$$

где  $\psi_1 = \varphi$  и  $\psi_2 = -\varphi + \frac{3\pi}{2} + \xi$  – углы положений валов, схема для их вычислений представлена на рис. 3.

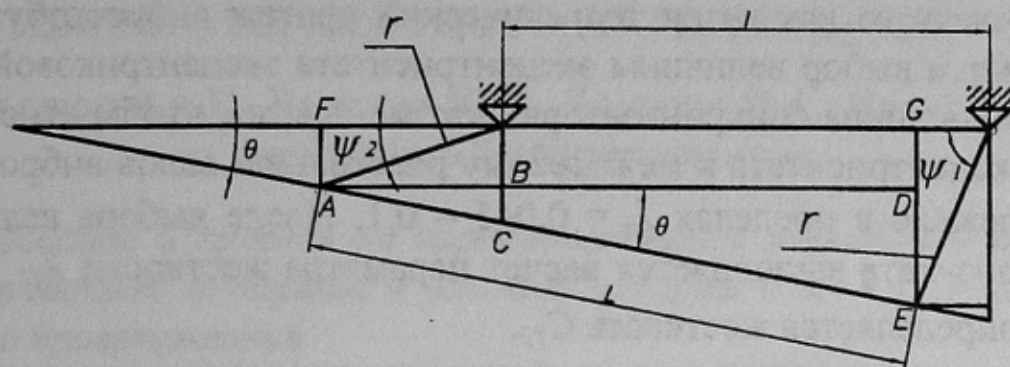


Рисунок 3 – Схема углов

Тогда с учетом приведенных преобразований, выражение для определения  $h$  примет вид:

$$h = r \sin \left[ \varphi + \arcsin \frac{r \sin \varphi + r \cos(\varphi - \xi)}{\sqrt{[-r \sin(\varphi - \xi) + l - r \cos \varphi]^2 + [r \sin \varphi + r \cos(\varphi - \xi)]^2}} \right]$$

Для создания инженерной методики расчета параметров упругой связи вибровозбудителя необходимо осуществить переход к безразмерным величинам. Введем следующие безразмерные параметры:

$$\lambda_X = \frac{X}{r} = \frac{1}{r} \sqrt{[l - r \sin \varphi + r \sin(\varphi + \xi)]^2 + [-r \cos \varphi - r \cos(\varphi + \xi)]^2} - \sqrt{l^2 + 4r^2}$$

$$\lambda_h = \frac{h}{r} = \sin \left[ \psi_1 + \arcsin \frac{r \sin \psi_1 - r \sin \psi_2}{\sqrt{[r \cos \psi_2 + l - r \cos \psi_1]^2 + [r \sin \psi_1 - r \sin \psi_2]^2}} \right]$$

$$\lambda_M = \frac{k(M_{\max} - R_s)}{M_{\text{ном}}}$$

$$\lambda_r = \frac{r}{l}$$

Тогда из выражения (1) можно получить параметр жесткости:

$$\lambda_C = \frac{C_{12} r^2}{M_{\text{ном}}} \quad \text{или} \quad \lambda_C = \frac{\lambda_M}{\lambda_X \lambda_h} \quad (2)$$

Составим методику для определения рациональных параметров упругого синхронизатора вибровозбудителя. В первую очередь выполняется расчет вибровозбудителя по следующим критериям: воз-

мушающее усилие, масса и эксцентриситет дебалансов, расчет на прочность валов, подшипников, шпоночных соединений и другое, геометрическая компоновка вибровозбудителя.

После того как готов теоретический чертеж вибровозбудителя выполняется выбор величины эксцентриситета эксцентриковой втулки или кривошипа синхронизатора. Рекомендуются, чтобы отношение длины эксцентриситета к межосевому расстоянию валов вибровозбудителя лежало в пределах  $\lambda_r = 0,045 - 0,1$ . После выбора величины эксцентриситета выполняется расчет параметра жесткости  $\lambda_C$  по (2), а затем определяется жесткость  $C_{12}$ .

Затем выполняется эскизный проект прорисовки синхронизатора и упругих элементов. Уточняется жесткость упругих элементов с учетом их геометрии и свойств материала. Причем их жесткость должна быть равна или больше расчетной. После чего выполняется проверка прочности конструктивных элементов синхронизатора, в опасных местах. Это эксцентриковые выступы – на изгиб и на срез, и подшипника на прочность.

#### ***Выводы и направление дальнейших исследований***

Впервые предложено теоретическое описание процесса синхронизации инерционного вибровозбудителя направленного действия с упругим синхронизатором для получения прямолинейных колебаний. Определены параметры вибровозбудителя с упругим синхронизатором, а также приведена методика его расчета.

В дальнейшем может быть исследовано влияние величины эксцентриситета на рабочий и пусковой режим работы вибровозбудителя с описанным выше синхронизатором.

#### **Список источников.**

1. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат.лит.1971.-896с. с ил.
2. Дейнеко П.Ф. Вибровозбудитель. Авторское свидетельство № 1697901 с приоритетом от 02.02.89. БИ № 15, 1991.
3. Дейнеко П.Ф. Вибровозбудитель. Авторское свидетельство № 1745365 с приоритетом от 01.09.89. БИ № 25, 1992.
4. Франчук В.П., Федоскин В.А., Савлук С.В. Вибровозбудитель. Патент № 70116 с приоритетом от 26.12.2003. БИ № 9, 2004.