

Шевченко Г.А., д-р техн. наук, ст. науч. сотр.,
Шевченко В.Г., д-р техн. наук, ст. науч. сотр.,
Шляхова М.А., аспирант,
Лебедь Г.Б., инженер
(ИГТМ НАН Украины)

РЕЗОНАНСЫ ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМ

Шевченко Г.О., д-р техн. наук, ст. науч. співр.,
Шевченко В.Г., д-р техн. наук, ст. науч. співр.,
Шляхова М.О., аспирант,
Лебедь Г.Б., інженер
(ИГТМ НАН України)

РЕЗОНАНСИ ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМ

Shevchenko G.A., D. Sc. (Tech.), Senior Researcher,
Shevchenko V.G., D. Sc. (Tech.), Senior Researcher,
Shliakhova M.O., Doctoral Student,
Lebed G.B., M.S (Tech.)
(IGTM NAS of Ukraine)

RESONANCE OF VIBROIMPACT SYSTEMS

Аннотация. В вибрационных системах с односторонними ограничителями перемещений при ударных колебаниях не определены области резонансов. Исследования резонансов проведены на примере колебаний виброударного осциллятора, как простейшей модели в иерархии таких систем. Исследования проводились на собственной частоте порождающей линейной системы до выбора зазоров в ограничителях перемещений и при возбуждении виброударных колебаний от источника идеальной и ограниченной мощности. Установлено, что область параметров виброударной системы от резонанса порождающей линейной системы до срыва виброударных колебаний является резонансной областью. Результаты исследований виброударного осциллятора с ограниченным источником возбуждения совпадают с результатами исследований такого осциллятора с идеальным источником, что свидетельствует об адекватности моделей.

Ключевые слова: виброударные системы, колебания, резонансы, идеальный и ограниченный источники возбуждения.

Ударные взаимодействия составляют основу рабочих процессов множества механизмов, а виброударные системы нашли применение в различных технологических процессах, в том числе при переработке и обогащении минерального сырья [1, 2, 3]. Такие системы являются существенно нелинейными и при их исследовании требуются новые подходы, базирующиеся на развитии теории нелинейных колебаний.

При исследовании и определении параметров нелинейных систем часто используются положения линейной теории колебаний. В частности, в определении резонансов в нелинейных системах широко применяется понятие собственной частоты линейной (порождающей) системы, а резонансные частоты нелинейной системы рассматриваются как комбинация собственных частот по-

рождающей системы и частот внешнего гармонического воздействия [4]. Возникшая при этом классификация резонансов нелинейных систем, как и в линейных, базируется на фиксированных частотах, кратных собственной частоте порождающей системы. Кроме того, собственно к виброударным системам, вследствие ограничения перемещений не всегда подходит установившееся определение резонанса, как существенное увеличения амплитуд колебаний, поскольку, при этом, амплитуда может изменяться незначительно. Следовательно, существует необходимость в самом определении резонансов в виброударных системах, которое не базировалось бы на таком фундаментальном понятии, как собственная частота порождающей системы. При этом методология определения резонансных частот виброударных систем не должны противоречить основополагающим положениям линейной теории колебаний.

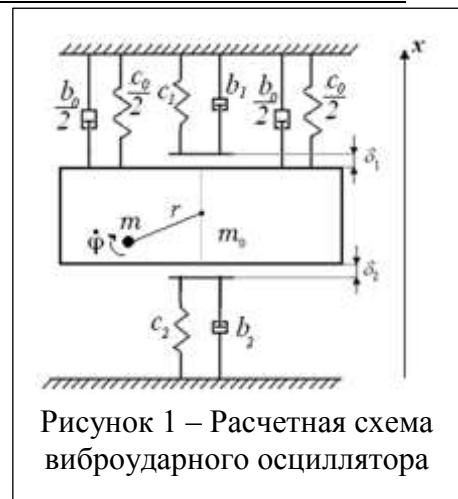
Исследования резонансов в виброударных системах проведены на примере колебаний виброударного осциллятора (рисунок 1), как простейшей модели в иерархии таких систем [5]. Исследования проводились на собственной частоте порождающей системы до выбора зазоров в ограничителях перемещений и при возбуждении виброударных колебаний от источников идеальной и ограниченной мощности.

Осциллятор состоит из колеблющейся массы m_0 с одной степенью свободы, которая связана с неподвижным основанием при помощи двухстороннего упругодемпфирующего элемента Фойхта, жесткость и коэффициент демпфирования которого обозначены соответственно c_0 и b_0 . Перемещения массы m_0 ограничиваются двумя односторонними упругодемпфирующими элементами Фойхта, жесткости и коэффициенты демпфирования которых соответственно обозначены c_1, c_2 и b_1, b_2 .

Зазоры между массой m_0 и односторонними ограничителями в начальном состоянии обозначены δ_1 и δ_2 . На колеблющейся массе установлен инерционный дебалансный вибровозбудитель, привод которого осуществляется от трехфазного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором. Масса дебалансов вибровозбудителя m , эксцентриситет – r , момент инерции относительно оси вращения – J , крутящий момент на валу – L , момент сопротивления вращению от сил трения в подшипниках – R .

Уравнения движения осциллятора с дебалансовым приводом имеют вид:

$$\begin{aligned} & (m_0 + m)\ddot{x} + b_0\dot{x} + c_0x + (b_1\dot{x} + c_1(x - \delta_1))H(x - \delta_1) + \\ & + (b_2\dot{x} + c_2(x - \delta_2))H(\delta_2 - x) = mr\ddot{\varphi}\cos\varphi + \sin\varphi + mr\dot{\varphi}^2\cos\varphi, \quad (1) \\ & J\ddot{\varphi} = mr\ddot{x}\sin\varphi + L(\dot{\varphi}) - R(\dot{\varphi}) + mgr\sin\varphi \end{aligned}$$



где g – ускорение свободного падения; $H(\cdot)$ – функция Хевисайда.

Система характеризуется двумя обобщенными координатами: поворотной – углом поворота вибровозбудителя φ и колебательной – перемещением массы вдоль оси x .

Крутящий момент на валу дебаланса определяется по формуле

$$L = \eta u \tilde{M},$$

где η – коэффициент полезного действия привода; u – передаточное отношение привода; \tilde{M} – крутящий момент на валу двигателя.

Зависимость момента двигателя от скольжения определяется формулой Клосса:

$$\tilde{M} = \frac{2M_{kr}}{s/s_{kr} + s_{kr}/s},$$

где M_{kr} – критический момент двигателя; s_{kr} – критическое скольжение двигателя; s – текущее скольжение.

Критический момент асинхронного электродвигателя описывается зависимостью

$$M_{kr} = \zeta M_n,$$

где ζ – перегрузочная способность двигателя; M_n – номинальный момент двигателя.

Номинальный момент асинхронного двигателя определяется по формуле

$$M_n = \frac{1000N_n}{\omega_n},$$

где N_n – номинальная мощность двигателя, кВт; ω_n – номинальная угловая скорость вращения двигателя.

Критическое скольжение асинхронного электродвигателя выражается зависимостью

$$s_{kr} = s_n \left(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1} \right),$$

где s_n – номинальное скольжение, определяемое по формуле

$$s_n = \frac{\omega_c - \omega_n}{\omega_c},$$

ω_c – синхронная угловая скорость ротора

$$\omega_c = \frac{2\pi f_c}{p},$$

f_c – частота тока в питающей электросети; p – число пар полюсов асинхронного двигателя.

Текущее значение скольжения определяется по формуле

$$s = \frac{\omega_c - \omega}{\omega_c},$$

где ω – текущее значение угловой скорости, $\omega = u\dot{\phi}$.

Момент сопротивления вращению от сил трения в подшипниках

$$R = 0,5\mu Fd,$$

где F – центробежная сила дебаланса; μ – условный коэффициент трения качения; d – диаметр дебалансного вала.

Центробежная сила, возникающая на валу дебаланса при его вращении

$$F = mr\dot{\phi}^2.$$

Для численного интегрирования уравнения движения (1) и определения параметров колебаний осциллятора применялась методика, подробно изложенная в [2, 5].

Практический интерес представляют виброударные режимы колебаний осциллятора на частотах, превышающих собственную частоту порождающей линейной системы, при которых в системе возбуждаются ускорения, существенно превышающие ускорения в линейной системе. Такие режимы реализуются в зарезонансной области колебаний порождающей линейной системы при наличии в стационарном состоянии виброударной системы зазоров δ_1 и δ_2 между массой m_0 и односторонними ограничителями больших амплитуды колебаний линейной системы.

В зависимости от значений параметров осциллятора (рис. 2) и начальных условий могут реализовываться два установившихся режима колебаний: с ударами об односторонние ограничители – как нелинейной системы и безударный – как линейной системы с амплитудами колебаний, меньших зазоров δ_1 и δ_2 . На рис. 2 представлены области существования режимов колебаний осциллятора с симметричными односторонними связями, равными $\delta_{01} = \delta_{10} = 0,003$ м и значениях параметров, приведенных в табл. 1, при возбуждении колебаний от источника идеальной мощности [5].

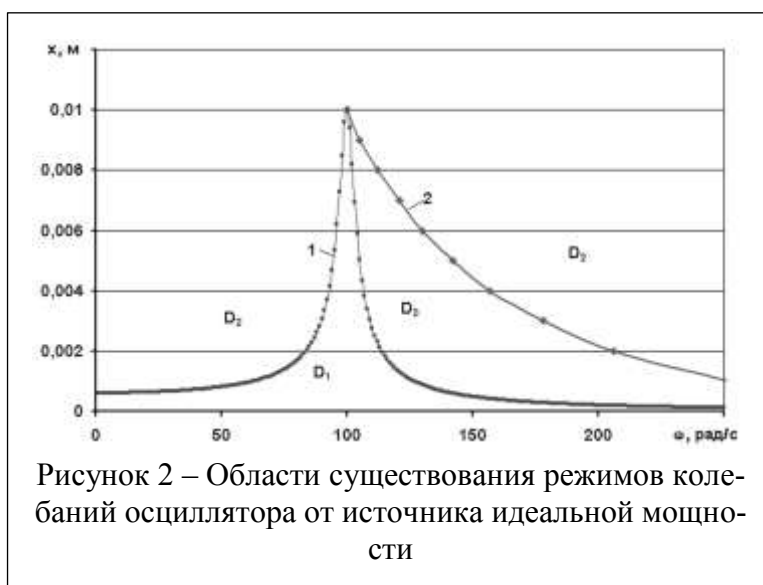


Рисунок 2 – Области существования режимов колебаний осциллятора от источника идеальной мощности

Кривая 1 на рис. 2 представляет собой зависимость амплитуды вынужденных колебаний линейной системы от частоты внешнего возбуждения (так называемая амплитудно-частотная характеристика – АЧХ) при отсутствии взаимодействия с односторонними ограничителями. Кривая 2 представляет множество параметров x и ω , соответствующих точкам срыва виброударных режимов и образована множеством точек срыва амплитудно-частотных характеристик виброударных колебаний при изменении зазоров δ_1 и δ_2 . Кривые 1 и 2 разделяют на плоскости параметров x и ω области D_1 , D_2 и D_3 различных динамических режимов. При значениях параметров из области D_1 , лежащей ниже кривой 1, когда величина начальных зазоров δ_1 и δ_2 меньше амплитуды вынужденных колебаний системы на частоте ω при отсутствии односторонних ограничителей, виброударный режим устанавливается независимо от начальных условий состояния колебательной системы.

Таблица 1 – Параметры осциллятора

Параметр, размерность	Значение
Масса m_0 , кг	165
Жесткость двухсторонних связей c_0 , Н/м	1650000
Вязкость двухсторонних связей b_0 , кг/с	1000
Жесткость односторонних связей $c_1 = c_2$, Н/м	17000000
Вязкость односторонних связей $b_1 = b_2$, кг/с	1000
Масса дебалансов вибровозбудителя m , кг	1,0
Эксцентриситет дебалансов вибровозбудителя r , м	0,1
Момент инерции дебалансов I , кг·м ²	0,01
КПД передаточного привода η , %	100
Передаточное отношение привода u	1
Перегрузочная способность двигателя ζ	2,4
Номинальная мощность двигателя N_n , кВт	1,0
Номинальная угловая скорость вращения ω_n , рад/с	3 – 250
Частота тока в питающей сети f_c , Гц	1 – 83,3
Число пар полюсов асинхронного двигателя p	2
Условный коэффициент трения качения μ	0,001
Диаметр дебалансного вала d , м	0,06

Область D_2 , лежащей выше кривой 2, это область не реализуемых режимов колебаний осциллятора. В области D_3 , лежащей между кривыми 1 и 2 существуют два установившихся режима колебаний (аттрактора): виброударный и безударный, реализация которых зависит от начального состояния системы [5]. При этом амплитуда виброударного режима колебаний может существенно, более чем на порядок превышать амплитуду безударного режима.

1. Исследование резонансов в линейной системе с идеальным источником

На рис. 3 приведены зависимости кинетической, потенциальной и полной энергии, на рис. 4 зависимости внешней силы возбуждения и сил сопротивления при линейных (безударных) колебаниях осциллятора на собственной частоте $\omega_0 = 100$ рад/с с параметрами, приведенными в табл. 1.

В линейной системы при резонансе полная энергия системы принимает максимальное значение и остается постоянной в любой момент времени, что подтверждается зависимостями на рис. 3 [4]. Изменения энергии системы в результате её рассеивания полностью компенсируется энергией внешнего источника. Последнее определение означает, что в любой момент времени внешняя сила равна силам сопротивления и фазы сил совпадают, как на рис. 4.

В дорезонансных режимах колебаний линейного осциллятора потенциальная энергия преобладает над кинетической, а в зарезонансных – кинетическая над потенциальной [4]. При этом появляются сдвиги фаз между внешней силой и силами сопротивления. Следовательно, при резонансе линейной системы полная её энергия остается неизменной во времени, значения кинетической и потенциальной энергии за период внешнего воздействия равны между собой, фазы внешней силы и силы сопротивления совпадают и потери энергии от действия сил сопротивлений полностью компенсируются энергией внешнего источника.

2. Исследование резонансов в виброударном осцилляторе с идеальным источником возбуждения

Исследования проводились при симметричных зазорах в односторонних ограничителях, равных $\delta_{01} = \delta_{10} = 0,003$ м. Для таких параметров системы виброударный режим начинается на восходящей ветви резонансной кривой линейной системы при $\omega = 90$ рад/с и срывается при $\omega = 179$ рад/с. Вне этого диапазона поведение системы совпадает с описанным в п. 1 поведением линейного осциллятора.

На рис. 5 приведена зависимость амплитудных значений энергий в виброударной системе от частоты внешней силы.

В виброударной системе также как на восходящей ветви резонансной кривой линейной системы, от начала виброударного режима к срыву происходит уменьшение амплитуд потенциальной и увеличение амплитуд кинетиче-

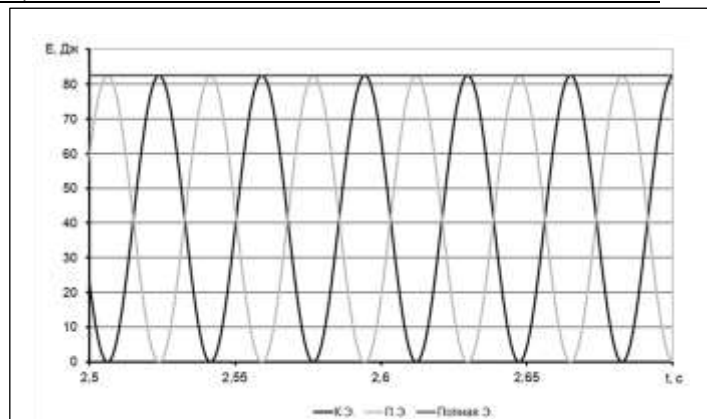


Рисунок 3 – Зависимости кинетической, потенциальной и полной энергии линейного осциллятора на собственной частоте колебаний $\omega_0 = 100$ рад/с

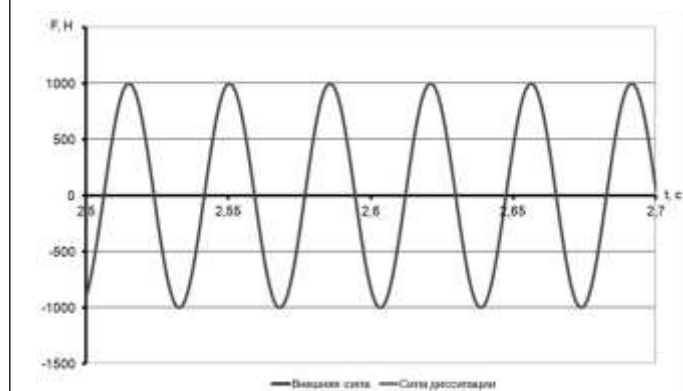


Рисунок 4 – Зависимость внешней силы возбуждения и сил сопротивления линейного осциллятора при колебаниях на собственной частоте $\omega_0 = 100$ рад/с

ской энергии и сближение их значений в точке срыва. В этой точке также как при резонансе в линейной системы полная энергия принимает максимальное значение.

На рис. 6 приведены зависимости кинетической, потенциальной и полной энергий системы на частоте срыва виброударных колебаний. По форме зависимости энергий на рис. 6 отличаются. Поэтому, полная энергия виброударной системы при срыве в отличие от резонанса линейной системы не остается постоянной во времени и претерпевает минимальные изменения.

Характерной точкой виброударного режима является собственная частота линейной системы, где также, как и при линейном резонансе происходит совпадение кинетической и потенциальной энергий за период возбуждения. Это подтверждается приведенной на рис. 7 зависимостью отношений разницы максимумов энергий и их площадей к полной энергии системы за период от частоты возбуждения.

На рис. 8 приведена зависимость внешней силы возбуждения и сил сопротивления в двухсторонних связях на частоте срыва виброударных колебаний. Также как и на собственной частоте линейной системы, в виброударной при срыве колебаний фазы внешней силы и сил сопротивления совпадают и с учетом сил сопротивления в односторонних связях потери энергии от действия суммарных сил сопротивления полностью компенсируются энергией внешнего источника.

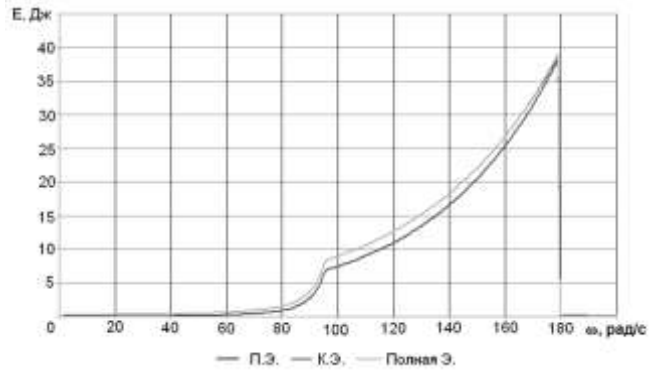


Рисунок 5 – Зависимость амплитудных значений энергий в виброударной системе от частоты внешней силы

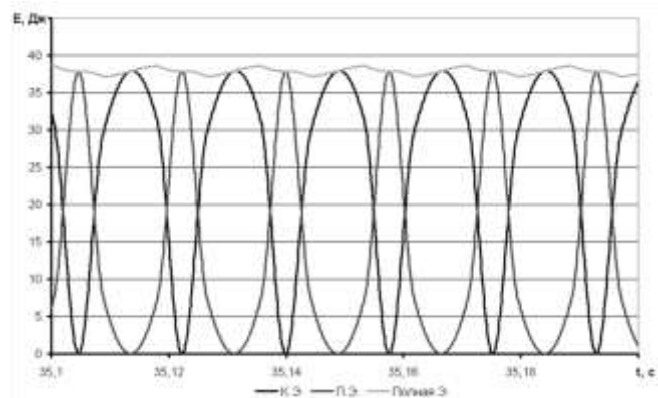
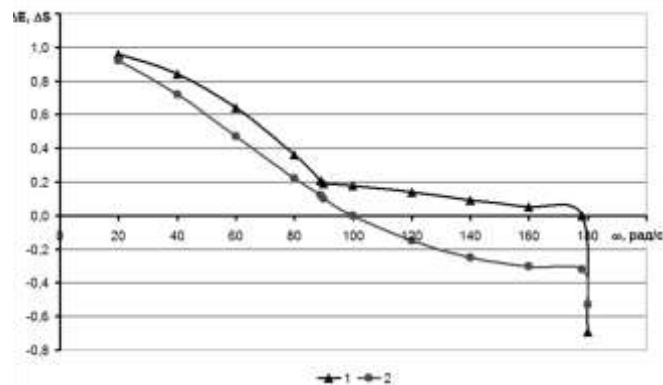


Рисунок 6 – Зависимости энергий системы на частоте срыва виброударных колебаний $\omega = 179$ рад/с



1 – зависимость разницы максимумов энергий;
2 – зависимость разницы площадей энергий

Рисунок 7 – Зависимость отношений разницы максимумов энергий и их площадей за период возбуждения к полной энергии системы от частоты возбуждения

Следовательно, в виброударной системе режимы виброударных колебаний от собственной частоты порождающей линейной системы до срыва, обладают признаками, характерными для резонанса линейной системы. Также как в линейной системе на частоте линейного резонанса, в виброударной площади кинетической и потенциальной энергий за период вынуждающей силы совпадают, а на частоте срыва виброударных колебаний, наиболее близки амплитуды энергий и полная энергия системы достигает максимума.

Следовательно, в виброударных системах резонансными являются колебания от собственной частоты порождающей линейной системы до срыва виброударных колебаний.

3. Исследование резонансов в виброударном осцилляторе с ограниченным источником возбуждения

Исследования проводились при параметрах асинхронного электродвигателя, приведенными в табл. 1.

На рис. 9 приведена АЧХ осциллятора при изменении синхронной угловой скорости вращения ротора электродвигателя вибровозбудителя. Виброударный режим, как и в системе с идеальным источником, начинается на частоте 90 рад/с. Срыв же виброударного режима происходит позже, при частоте 190 рад/с, что связано с зависимостью внешней силы от частоты вращения в системах с ограниченным источником возбуждения.

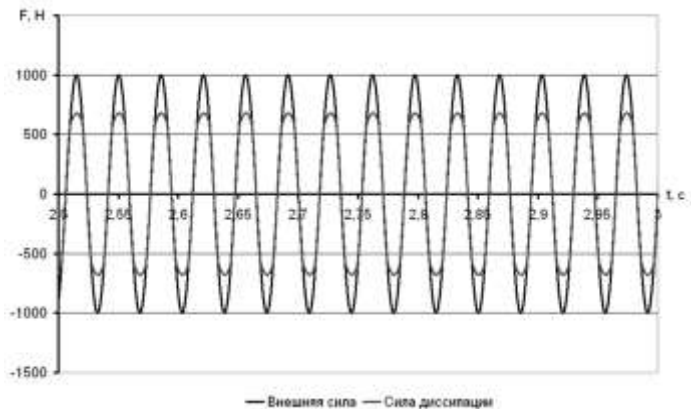


Рисунок 8 – Зависимости внешней силы возбуждения и сил сопротивления на частоте срыва виброударных колебаний $\omega = 179$ рад/с

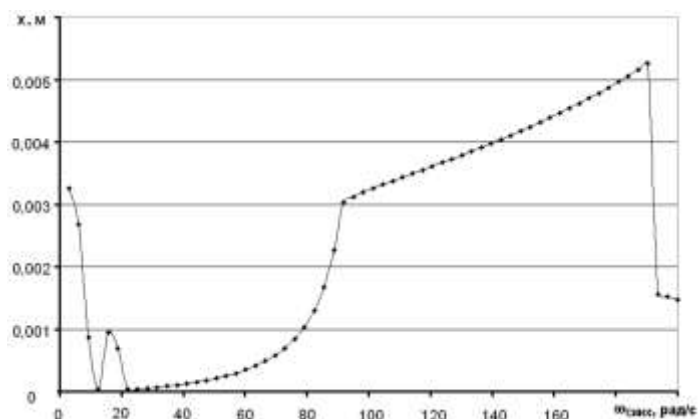
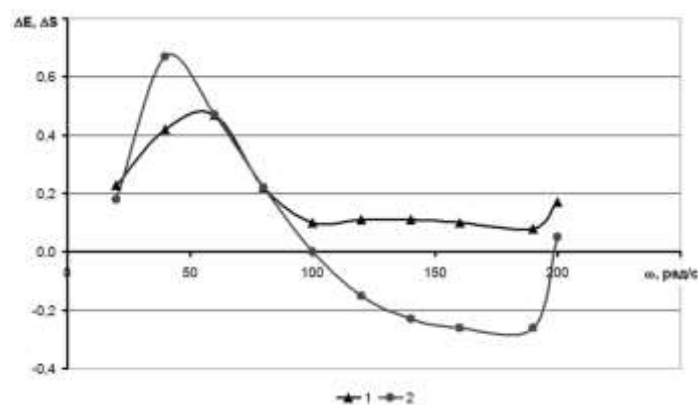


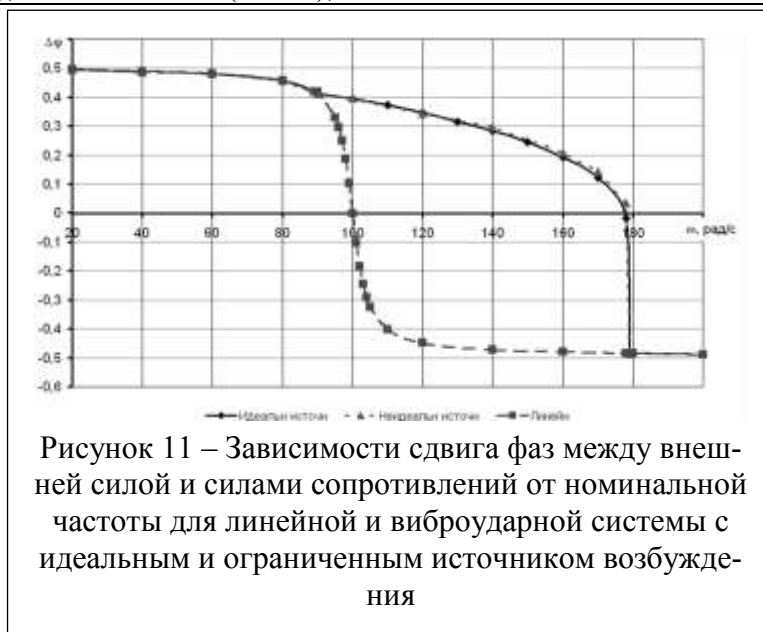
Рисунок 9 – АЧХ виброударного осциллятора при изменении синхронной частоты электродвигателя вибровозбудителя



1 – зависимость разницы максимумов энергий; 2 – зависимость разницы площадей энергий

Рисунок 10 – Зависимость отношений разницы максимумов энергий и их площадей за период возбуждения к полной энергии системы от синхронной частоты электродвигателя вибровозбудителя

Также, как и в системе с идеальным источником в системе с ограниченным возбуждением кинетическая и потенциальная энергии на собственной частоте линейной системы за период возбуждения совпадают. При срыве колебаний совпадают фазы и потери энергии от действия внешней силы и сил сопротивления полностью компенсируются энергией внешнего источника. Это подтверждается зависимостями



отношений разницы максимумов энергий и их площадей к полной энергии системы за период от частоты возбуждения, приведенными на рис. 10.

В отличие от системы с идеальным источником в системе с ограниченным источником возбуждения максимумы потенциальной энергии превышают максимумы кинетической энергии и после срыва виброударных колебаний. Минимальное отличие амплитуд энергий имеет место на частоте срыва виброударных колебаний.

На рис. 11 приведены зависимости сдвига фаз между внешней силой и силами сопротивления от номинальной частоты возбуждения для порождающей линейной и виброударной системы с идеальным и ограниченным источником возбуждения.

Анализ зависимостей показывает, что фазы сил совпадают для линейной системы на резонансной частоте, для виброударной системы с идеальным и ограниченным источником возбуждения, при срыве виброударных колебаний на частоте $\omega = 179$ рад/с. Зависимости сдвига фаз сил от номинальной частоты возбуждения для виброударной системы с идеальным и ограниченным источником возбуждения идентичны.

Выводы:

- в виброударной системе при зазорах в односторонних ограничителях больших амплитуды колебаний порождающей линейной системы в зарезонансной области её колебаний в зависимости от начальных условий могут реализоваться два режима, безударный и виброударный с ускорениями, существенно превышающими ускорения в линейной системе;
- виброударные колебания со значимыми ускорениями при пуске системы с нулевыми начальными условиями возбуждаются на восходящей ветви резонансной кривой линейной системы и существуют до их срыва;
- область параметров виброударной системы от резонанса порождающей линейной системы до срыва виброударных колебаний является резонансной областью. Область параметров виброударных колебаний от начала вибро-

ударного режима на восходящей ветви резонансной кривой порождающей линейной системы до резонанса этой системы является областью околорезонансных режимов виброударных колебаний.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шевченко, Г.А. Поличастотные грохоты для разделения тонких сыпучих материалов / Г.А. Шевченко, В.Г. Шевченко, А.Р. Кадыров // *Збагачення корисних копалин*. – Дніпропетровськ: НГУ, 2009. – Вип. 38 (79). – С. 44-50.
2. Шевченко, Г.А. Обоснование параметров колебаний сит поличастотных вибрационных грохотов / Г.А. Шевченко, А.А. Бобылёв, М.А. Ищук // *Науковий вісник Національного гірничого університету*. – Дніпропетровськ, 2010. – Вип. 5. – С. 64-71.
3. Шевченко, Г.А. Вибрационные грохоты с поличастотными колебаниями просеивающих поверхностей для тонкого разделения / Г.А. Шевченко, В.Г. Шевченко, А.А. Бобылёв // *Уголь Украины*. – 2013. – №2 (674). – С. 23-27.
4. Вибрации в технике: в 6 т. / Под ред. В.Н. Челомея. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. д-ра физ.-мат. наук И.И. Блехмана. – 1979. – 351 с.
5. Шевченко, Г.А. Исследования режимов колебаний виброударного осциллятора / Шевченко Г.А., Бобылёв А.А., Ищук М.А. // *Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вібрації в техніці та технології"*. – 2012. – №1 (65). – С. 56-59.

REFERENCES

1. Shevchenko, G.A., Shevchenko, V.G. and Kadyrov, A.R. (2009), "Polyfrequency screens for separation of subtle granular materials", *Zbagachennja korisnih kopalin*, no. 38 (79), pp. 44-50.
2. Shevchenko, G.A., Bobyljov, A.A. and Ishhuk, M.A. (2010), "Justification of sieves oscillations parameters of polyfrequency vibrating screens", *Naukovij visnik Nacional'nogo girnichogo universitetu*, no. 5, pp. 64-71.
3. Shevchenko, G.A., Shevchenko, V.G. and Bobyljov, A.A. (2013), "Vibrating screens with polyfrequency fluctuations of screening surfaces for thin separation", *Coal of Ukraine*, no. 2 (674), pp. 23-27.
4. Blekhman, I.I. (1979), *Vibratsii v tekhnike*. Tom 2. Kolebaniya nelineynykh mekhanicheskikh sistem [Vibrations in technics. Vol. 2. Oscillations of nonlinear mechanical systems], in Chelomey, V.N. (ed.), *Mashinostroyeniye*, Moscow, USSR.
5. Shevchenko, G.A., Bobyljov, A.A. and Ishhuk, M.A. (2012), "Investigation of fluctuations vibro-impact oscillator", *Vibratsii v tekhnici ta tehnologijah*, no. 1 (65), pp. 56-59.

Об авторах

Шевченко Георгий Александрович, доктор технических наук, старший научный сотрудник, зав. лаборатории вибрационной обработки минерального сырья, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, gashevchenko@ua.fm

Шевченко Владимир Георгиевич, доктор технических наук, старший научный сотрудник, ученый секретарь, Институт геотехнической механики Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, v.shevchenko@nas.gov.ua

Шляхова Мария Александровна, аспирант, младший научный сотрудник в лаборатории вибрационной обработки минерального сырья, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, maria_ischuk@ukr.net

Лебедь Геннадий Борисович, ведущий инженер-конструктор в лаборатории вибрационной обработки минерального сырья, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, office.igtm@nas.gov.ua

About the authors

Shevchenko Georgiy Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Senior Researcher, Head of laboratory of Vibratory processing of mineral raw materials, N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, gashevchenko@ua.fm

Shevchenko Vladimir Georgiyevich, Doctor of Technical Sciences (D. Sc), Senior Researcher, Scientific Secretary of the Institute, N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Sciences of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, v.shevchenko@nas.gov.ua

Sliakhova Mariia Aleksandrovna, Doctoral Student, Junior Researcher in Department of Geodynamic Systems and Vibration Technology, N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, maria_ischuk@ukr.net

Lebed Gennady Borisovich, Senior Design Engineer, N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, office.igtm@nas.gov.ua

Анотація. У вібраційних системах з односторонніми обмежувачами руху при вібраційних коливаннях не виявлені області резонансів. Дослідження резонансів проведені на прикладі коливань ударного осцилятора, як найпростішої моделі в ієрархії таких систем. Дослідження проводилися на власній частоті породжуючої лінійної системи до вибору зазорів у обмежувачах переміщень та при збудженні віброударних коливань від джерела ідеальної та обмеженої потужності. Встановлено, що область параметрів віброударної системи від резонансу породжуючої лінійної системи до зриву віброударних коливань є резонансною областю. Результати досліджень віброударного осцилятора з обмеженим джерелом збудження співпадають з результатами досліджень такого осцилятора з ідеальним джерелом, що свідчить про адекватність моделей.

Ключові слова: віброударні системи, коливання, резонанси, ідеальне та обмежене джерела збуджень.

Abstract. Resonance regions are not defined in the vibration systems with one-sided overtravel limiters at the shock vibrations. The resonances were studied on the example of vibrations of vibratory impact oscillator as the simplest model in the hierarchy of such systems. The study was conducted at natural frequency of the linear generating system up to the selected gaps in the overtravel limiters, and vibroimpact vibrations were excited by a source of ideal and limited power. It is stated that a region of the vibroimpact system parameters between the resonance of the linear generating system and breakdown of vibroimpact oscillation is a resonance region. The research results on vibroimpact oscillator with limited source of excitation coincide with the results of such oscillator with an ideal source and confirm adequacy of the models.

Keywords: vibroimpact system, vibrations, resonance, ideal and limited sources of excitation.

Стаття поступила в редакцію 02.04.2015

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук, проф. Блюссом Б.А.

Круковский А.П., д-р техн. наук, ст. науч. сотр.
(ИГТМ НАН Украины)

ИЗМЕНЕНИЕ ПОЛЯ НАПРЯЖЕНИЙ ВОКРУГ ВЫРАБОТКИ С РАЗЛИЧНЫМИ ВИДАМИ КРЕПИ ПРИ ЕЕ СОХРАНЕНИИ ПОСЛЕ ПРОХОДА ЛАВЫ

Круковський О.П., д-р техн. наук, ст. наук. співр.
(ИГТМ НАН України)

ЗМІНА ПОЛЯ НАПРУЖЕНЬ НАВКОЛО ВИРОБКИ З РІЗНИМИ ВИДАМИ КРІПЛЕННЯ ПРИ ЇЇ ЗБЕРЕЖЕННІ ПІСЛЯ ПРОХОДУ ЛАВИ

Krukovski A.P., D.Sc. (Tech.), Senior Researcher
(IGTM NAS of Ukraine)

STRESS FIELD CHANGING AROUND THE TUNNEL WITH DIFFERENT TYPES OF SUPPORTS WHICH IS TO BE CONSERVATED AFTER THE FACE HAS BEEN DRIVEN

Аннотация. В статье рассмотрен процесс упругопластического деформирования углепородного массива вокруг горной выработки в зоне ее сопряжения с лавой. В зоне влияния очистных работ крепь горных выработок подвергается серьезному испытанию, так как нагрузки здесь намного возрастают. Поэтому вопрос об оптимальном виде крепления сопряжений имеет большое значение, особенно при сохранении выработки на повторное использование.

Приведены распределения значений параметров, характеризующих разнокомпонентность поля напряжений и разгрузку массива от горного давления, а также зоны неупругих деформаций в трёх случаях: когда применяется рамная, анкерно-рамная крепь и анкерно-рамная, усиленная канатными анкерами.

Показано, что при использовании рамной крепи очистные работы приводят к формированию зоны возможного обрушения разрушенной горной породы и к критическому повышению уровня разнокомпонентности пород слева от выработки. При использовании анкерной крепи в кровле формируется породно-анкерный блок, и после прохода лавы грузонесущее перекрытие выработки остаётся в работоспособном состоянии. Однако в неустойчивых вмещающих породах или при наличии слабого слоя пород в основной кровле выработки существует вероятность опускания скреплённого анкерами блока. Поэтому в качестве крепи усиления применяются канатные анкера глубокого заложения, позволяющие связать грузонесущее перекрытие с ненарушенными породами в глубине массива.

Ключевые слова: анкерное крепление, канатные анкера, напряжённо-деформированное состояние, сопряжение штрека с лавой.

Самая сложная ситуация, влияющая на безопасность ведения горных работ, безусловно, складывается на сопряжении штрека с выработанным пространством лавы. В зоне влияния очистных работ крепь горных выработок подвергается серьёзному испытанию, поскольку нагрузки здесь намного возрастают. Традиционно анкерная крепь (АК) применяется для крепления подготовительных выработок, погашаемых после прохождения лавы [1,2]. Но в настоящее время накоплен положительный опыт применения усиленных конструкций