



**О ВОЗМОЖНОСТИ УВЕЛИЧЕНИЯ ДАЛЬНОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГОРНЫХ
ПОРОД С ПОМОЩЬЮ ВИБРАЦИОННОГО ТРАНСПОРТА**

Е. Г. Куликова, В. М. Усольцев

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,
Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия*

Приведены результаты экспериментальных исследований динамики упругого рабочего органа вибротранспортирующего устройства, оборудованного двумя инерционными вибровозбудителями. Установлен характер изменения рассогласования частот вращения роторов виброисточников и степени их взаимного влияния при увеличении погонного веса сыпучего материала. Определены основные соотношения конструктивных и динамических параметров виброустройства, позволяющие увеличить дальность перемещения сыпучих геоматериалов.

Упругий рабочий орган, инерционный вибровозбудитель, самосинхронизация, рассогласование частот, сыпучий материал, погонный вес

**ABOUT THE POSSIBILITY OF INCREASING THE RANGE OF
ROCK TRANSPORTATION BY VIBRATION EQUIPMENT**

E. G. Kulikova and V. M. Usol'tsev

*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,
E-mail: shevchyk@ngs.ru, Krasny prospect 54, Novosibirsk 630091, Russia*

The dynamics of an elastic working body of a transporting device equipped with two inertial vibration exciters was studied experimentally. The nature of change in the mismatch of the rotational frequencies of vibration source rotors and the degree of their mutual influence when increasing the linear weight of bulk material is determined. The basic relationships of the structural and dynamic parameters of the vibrating device are found, which make it possible to increase the transportation range of loose geomaterials.

Elastic working body, inertial vibration exciter, self-synchronization, frequency mismatch, loose material, linear weight

Задачи выпуска и перемещения различных сыпучих материалов, добываемых и перерабатываемых на предприятиях горной промышленности сотрудники Института горного дела СО РАН решают достаточно давно [1, 2]. Среди средств механизации, применяемых для этих целей, вибротранспортирующие машины занимают особое место благодаря простоте конструкции, малой металлоемкости и надежности работы. В лаборатории вибротехники ИГД СО РАН создан ряд вибрационных устройств, предназначенных для работы не только с сыпучими, но и труднотранспортируемыми материалами (липкими, слеживающимися и т. д.). Конструктивная особенность этих машин заключается в малой изгибной жесткости рабочего органа, который не закрепляется на раме с помощью упругих опорных элементов, как у большинства вибротранспортирующих устройств [3, 4], а свободно укладывается на основание [5–8]. В качестве источника колебаний такого грузонесущего органа используются дебалансные вибровозбудители.

тели, как отечественных производителей (например, вибраторы ИВ ПАО “Красный Октябрь”), так и импортные устройства (например, вибраторы MVE итальянской компании OLI). Под действием его круговой вынуждающей силы упругий рабочий орган совершает волновое движение и может осуществлять перемещение сыпучей массы в различных режимах в зависимости от ее свойств. Кроме того устройства с упругим рабочим органом отличаются малой металлоемкостью и простотой монтажа.

Однако при работе под завалом наблюдается некоторое затухание колебаний, передаваемых по грузонесущей поверхности от участка закрепления виброисточника, что ограничивает дальность транспортирования горной массы. Данная проблема может быть решена внесением изменений в конструкцию устройства [9] или увеличением мощности вибропривода. Использование последнего способа при изгибных колебаниях малоэффективно, так как может привести к появлению дополнительных концентраторов напряжения в рабочем органе и снизить его долговечность. Предпочтительнее рассредоточить вынуждающую силу и выровнять вибрационное поле вдоль грузонесущей поверхности за счет использования двух или нескольких менее мощных источников колебаний.

Необходимым условием работоспособности и эффективности большинства вибрационных машин с несколькими вибровозбудителями является синхронность вращения, а иногда и наличие определенных соотношений между фазами вращения роторов отдельных вибровозбудителей, например, наличие синфазности или противофазности [10]. Механические способы получения требуемого режима работы виброисточников в значительной мере усложняют конструкцию виброустройства. Вместо использования дополнительных механических связей и конструктивных изменений вибрационного устройства может быть использована способность инерционных источников колебаний к самосинхронизации [10–13]. Однако, как показывают результаты экспериментальных исследований, сыпучий материал, перемещаемый по вибрирующей поверхности, оказывает значительное влияние на процесс самосинхронизации. Причем в отличие от лабораторных условий, в которых засыпка накопительной емкости выполняется определенным способом [14, 15], в реальных производственных условиях заполнение накопительной емкости производится менее упорядоченно, что приводит к неравномерности нагружения грузонесущей поверхности выпускающего и транспортирующего устройства. В связи с этим получение результатов физического моделирования, выполненного на реальных сыпучих материалах в условиях, приближенных к производственным, дает возможность уточнить теоретические знания о процессе самосинхронизации инерционных вибровозбудителей и является актуальной задачей для исследователей.

В работе [16] отмечалось, что основной параметр, определяющий работу вибровозбудителей в устойчивом синхронном режиме, — рассогласование их парциальных частот Δf . В свою очередь оно зависит от отношения расстояния между вибровозбудителями к длине изгибной волны, передаваемой между участками их закрепления, а также от соотношения величин амплитуд колебаний, создаваемых каждым виброисточником. При этом необходимо установить рациональное расстояние между вибровозбудителями, достаточное для их взаимного влияния друг на друга, и отношение погонного веса сыпучего материала к вынуждающей силе, при котором синхронный режим вращения роторов виброисточников устойчив.

Исследования проведены на стенде (рис. 1), включающем в себя модель вибрационного устройства, расположенную внутри накопительной емкости 2. В качестве рабочего органа 1 попеременно использовались металлические листы с изгибной жесткостью 154 и 875 Н·м². Его колебания создавались двумя инерционными вибровозбудителями 3 типа RZHF 40, генерирующими круговую вынуждающую силу, максимальное значение которой P_A для каждого составляло 4.0 кН. Один из вибровозбудителей установлен на разгрузочном участке рабочего органа

ближе к выпускному окну бункера (положение В1), а второй попеременно закреплялся на его центральном (положение В2) или загрузочном (положение В3) участке с соответствующим изменением расстояния между вибровозбудителями l с 0.34 на 0.85 м. С помощью электронных преобразователей частоты серии F1500-G частота вращения дебалансов изменялась в диапазоне 43–49 Гц с шагом 0.1 Гц.

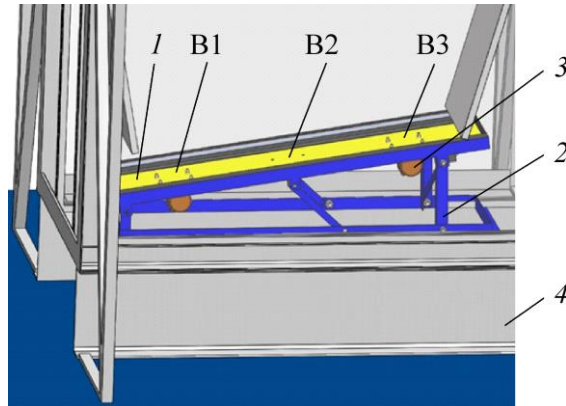


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 — упругий рабочий орган; 2 — опорная рама; 3 — вибровозбудитель; 4 — накопительная емкость; В1, В2, В3 — варианты закрепления вибровозбудителей на разгрузочном, центральном и загрузочном участках рабочего органа соответственно

Эксперименты проводились с использованием супеси с содержанием глинистой составляющей до 10%. Масса мерного объема материала в накопительной емкости принималась равной 150, 250, 350, 450 или 550 кг, с соответствующим изменением погонного веса $q = 1.23, 2.04, 2.86, 3.68$ или 4.46 кН/м. Виброисточники запускались после загрузки накопительной емкости 4 сыпучим материалом последовательно, начиная с вибровозбудителя в положении В1. С целью поддержания постоянного давления на транспортирующую поверхность выпускное окно бункера оставалось закрытым в течение всего эксперимента.

Измерительный комплекс включал в себя шесть датчиков, установленных в нормальном направлении к поверхности рабочего органа на равном расстоянии друг от друга вдоль его продольной оси. С их помощью одновременно фиксировалась скорость поперечных колебаний, создаваемых как каждым вибровозбудителем отдельно, так и при их совместном действии. Это позволило установить изменение амплитуды и длины изгибной волны, передаваемой вдоль грузонесущей поверхности при росте давления со стороны сыпучего материала, и влияние этих изменений на рассогласование парциальных частот источников колебаний.

Взаимное влияние вибровозбудителей численно оценивалось соотношением амплитуд создаваемых ими колебаний A_1/A_2 , где A_1, A_2 — амплитуды колебаний на участках закрепления виброисточника В1 и В2 (или В3) соответственно, а также коэффициентами:

$$k_{12} = \frac{A_1}{a_{12}}, \quad k_{21} = \frac{A_2}{a_{21}},$$

где A_1 — размах поперечной составляющей виброперемещения на участке закрепления виброисточника в положении В1 при работе только этого вибровозбудителя; a_{12} — размах колебаний на рассматриваемом участке, создаваемый вынуждающей силой вибровозбудителя, установленного в положении В2 или В3; A_2 — размах поперечной составляющей виброперемещения на участке закрепления виброисточника в положении В2 или В3 при работе только этого вибровозбудителя; a_{21} — размах колебаний, создаваемый на рассматриваемом участке только вынуждающей силой вибровозбудителя, установленного в положении В1.

Результаты исследования динамики рабочего органа с жесткостью $875 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ показали, что изгибная волна, формируемая каждым вибровозбудителем, имеет длину, превышающую длину рабочего органа. При этом колебания грузонесущей поверхности устройства практически такие же, как у жесткого тела. Поэтому на вибровозбудитель, закрепленный в положении В2 ($l = 0.34 \text{ м}$), приходится большая нагрузка со стороны рабочего органа и расположенного на нем сыпучего материала, чем на вибровозбудитель в положении В3 ($l = 0.84 \text{ м}$). Вследствие чего, несмотря на более близкое расположение виброисточников, соотношение A_1/A_2 больше (рис. 2, кривые 1а и 1б), а степень влияния виброисточников друг на друга — меньше. При этом устойчивость синхронного режима их работы снижается. Если второй вибровозбудитель закреплен в положении В3, то происходит рост затухания колебаний, передаваемых от В3 к В1 и обратно, что также снижает степень влияния вибровозбудителей друг на друга.

С уменьшением жесткости рабочего органа до $154 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ работа каждого вибровозбудителя сопровождается изгибом участка его закрепления и увеличением амплитуды колебаний на участке приложения вынуждающей силы. Вследствие этого соотношение A_1/A_2 снижается (рис. 2, кривые 2а и 2б). Более того, если погонный вес сыпучего материала q не превышает 0.7 от амплитудного значения вынуждающей силы P_A , вибровозбудители работают практически в равных условиях и соотношение амплитуд, создаваемых ими колебаний, равно единице в независимости от расстояния между виброисточниками, что благоприятно влияет на степень их взаимного влияния. Однако с увеличением массы сыпучего материала затухание колебаний, передаваемых вдоль рабочего органа, усиливается.

Установлено, что в используемом интервале частот ($43 - 49 \text{ Гц}$) влияние вибровозбудителя, расположенного дальше от выпускного окна бункера (положение В2 или В3) на работу источника колебаний В1, больше, чем влияние В1 на В2 (В3), независимо от расстояния между ними. Как показывают полученные зависимости (рис. 3), значения коэффициентов k_{12} (рис. 3, кривые 1а и 1б) близки друг к другу, меньше значений k_{21} (рис. 3, кривые 2а и 2б) и практически не зависят от величины массы материала в накопительной емкости.

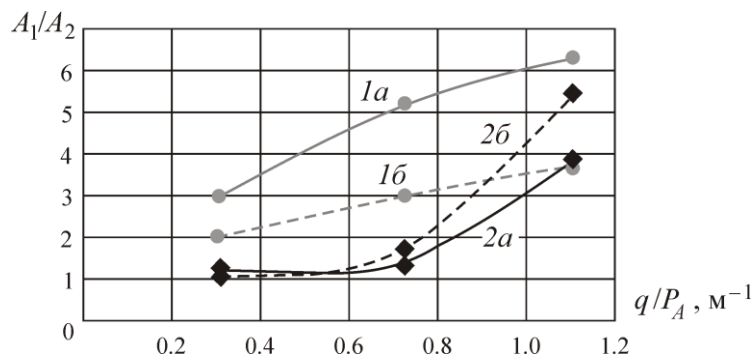


Рис. 2. Зависимость соотношения амплитуд колебаний на участках закрепления виброисточников от отношения погонного веса сыпучего материала q к амплитуде вынуждающей силы P_A : жесткость рабочего органа, $\text{Н}\cdot\text{м}^2$: 1 — 875; 2 — 154; расстояние между вибровозбудителями, м: а — 0.34; б — 0.85

С увеличением массы материала, при которой соотношение q/P_A достигает $0.6 - 0.7$, затухание колебаний, передаваемых вдоль упругого рабочего органа, пропорционально снижению амплитуды на участках приложения вынуждающей силы, поэтому и коэффициенты влияния k_{21} мало изменяются. С дальнейшим ростом нагрузки на вибротранспортирующую поверхность затухание распространяющихся колебаний резко повышается. В этих условиях увеличение расстояния между вибровозбудителями в два раза приводит к снижению степени влияния вибровозбудителя В1 на второй виброисточник в четыре раза (рис. 3, кривые 2,а и 2,б).

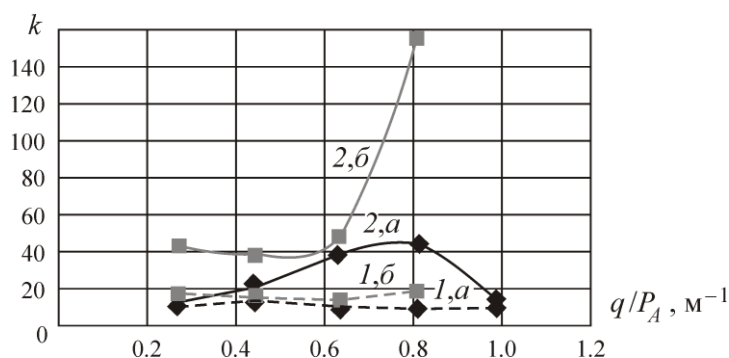


Рис. 3. Зависимость коэффициентов взаимного влияния вибровозбудителей от отношения погонного веса сыпучего материала q к амплитуде вынуждающей силы P_A : коэффициенты: 1 — k_{12} ; 2 — k_{21} ; второй вибровозбудитель в положении: a — В2; b — В3

Поэтому при расстоянии между вибровозбудителями 0.34 м увеличение погонной нагрузки на вибрирующий рабочий орган в два раза привело к снижению величины рассогласования парциальных частот на 40 % (рис. 4, кривая 1), а с удалением вибровозбудителей более чем в два раза Δf стремится к нулю (рис. 4, кривая 2). В последнем случае синхронный режим если и достигался, то имел нестабильный характер.

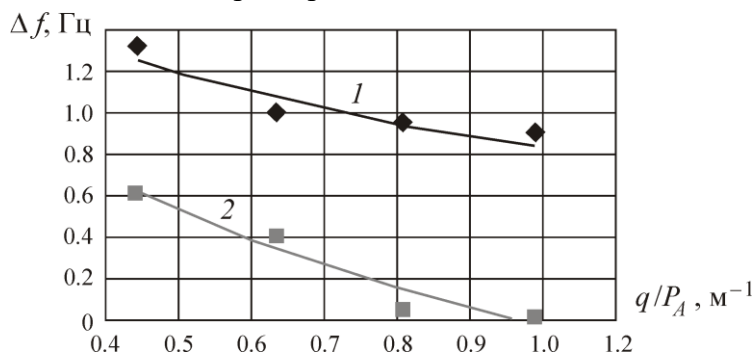


Рис. 4. Зависимость рассогласования парциальных частот ($f_1 - f_2$ (f_3)), при котором сохраняется синхронный режим, от отношения погонного веса сыпучего материала q к амплитуде вынуждающей силы P_A : расстояние между вибровозбудителями, м: 1 — 0.34; 2 — 0.85

В результате экспериментальных исследований наиболее стабильный синхронный режим работы вибровозбудителей был достигнут при их установке на рабочем органе жесткостью $154 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ на расстоянии 0.34 м друг от друга. С учетом длины изгибной волны l_b , также зафиксированной экспериментально, эти параметры обеспечивают отношение $l/l_b = 0.5 - 0.6$, которое может считаться определяющим при проектировании вибротранспортирующего устройства с протяженным рабочим органом и несколькими вибровозбудителями.

ВЫВОДЫ

Благодаря надежности и простоте конструкции вибрационные транспортирующие машины эффективно используются для перемещения сыпучих материалов в тяжелых условиях горнодобывающих предприятий. Для увеличения дальности транспортирования машины с упругим рабочим органом могут оснащаться двумя или несколькими инерционными вибровозбудителями малой мощности, работающими синхронно за счет эффекта самосинхронизации.

Вынуждающая сила каждого из источников колебаний определяется из рационального соотношения с погонным весом сыпучего материала $q/P_A = 0.6 - 0.7$. Расстояние между вибровозбудителями должно устанавливаться с учетом длины изгибной волны, формируемой в упругом рабочем органе при работе устройства, исходя из отношения $l/l_b = 0.5 - 0.6$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. **Molotilov S. G., Vasil'yev Ye. I., Kortyelyev O. B. et al.** Intensification of loading and transport operations on quarry, Novosibirsk, 2000, 208 pp. (in Russian) [**Молотилов С. Г., Васильев Е. И., Кортелев О. Б. и др.** Интенсификация погрузочно-транспортных работ на карьерах — Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2000. — 208 с.]
2. **Levenson S. Ya., Gendlina L. I., Eremanko Yu. I., Kulikova E. G., and Morozov A. V.** Vibratory equipment for underground and open cast mining, Technical Equipment for the Mining and Oil and Gas Industry: Works VI of the international scientific and technical conference, Ekaterinburg, 2008. (in Russian) [**Левенсон С. Я., Гендлина Л. И., Еременко Ю. И., Куликова Е. Г., Морозов А. В.** Вибромашины для подземных и открытых горных работ // Техническое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: труды VI Междунар. науч.-техн. конф. — Екатеринбург, 2008.]
3. **Lyashenko V. I., Dyatchin V. Z., Franchuk V. P.** The creation and implementation of the vibratory feed unit-screens for the mining industry, Ferrous metallurgy, 2014, no. 5, pp. 72–80. (in Russian) [**Ляшенко В. И., Дятчин В. З., Франчук В. П.** Создание и внедрение вибрационных питателей-грохотов для горной промышленности // Черная металлургия. — 2014. — № 5. — С. 72–80.]
4. **Uchitel' A. D. and Gushin V. V.** Vibration Release of rock materials, Moscow, Nedra, 1981. (in Russian) [**Учитель А. Д., Гушин В. В.** Вибрационный выпуск горной массы. — М.: Недра, 1981. — 232 с.]
5. **Tishkov A. Ya., Gendlina L. I., and Levenson S. Ya.** Vibratory equipment with flexible active member to mining operations, News of the Higher Institutions, Mining Journal, 1992, no. 10. (in Russian) [**Тишков А. Я., Гендлина Л. И., Левенсон С. Я.** Вибрационные машины с упругим рабочим органом для горного производства // Изв. вузов. Горный журнал. — 1992. — № 10. — С. 117–120.]
6. **Protasov S. I., Molotilov S. G., Levenson S. Ya, and Gendlina L. I.** Vibration Conveyor Test Results, Manuscript no. 1634, Kemerovo, 1979, 9 pp. (in Russian) [**Протасов С. И., Молотилов С. Г., Левенсон С. Я., Гендлина Л. И.** Результаты испытания вибрационного конвейера – Рукопись деп. ВЦНИЭИУголь, № 1634. — Кемерово, 1979. — 9 с.]
7. **Krejmer V. I. and Tishkov A. Ya.** Vibroment oscillations and their attenuation along the length, Journal of Mining Science, 1972. (in Russian) [**Креймер В. И., Тишков А. Я.** Колебания виброленты и их затухание по длине // ФТПРПИ — 1972. — № 3. — С. 111–115.]
8. **Zimonin L. V.** Increasing the efficiency of ore release using vibrofeeder with the elastic active member, Scientific foundations of mechanization of open and underground mining, Collection of scientific papers, Novosibirsk, 1983, pp. 17–21. (in Russian) [**Зимонин Л. В.** Повышение эффективности выпуска руды с использованием вибролент // Научные основы механизации открытых и подземных горных работ: сб. науч. трудов. — Новосибирск, 1983. — С. 17–21.]
9. **Levenson S. Ya. Gendlina L. I., and Kulikova E. G.** Justification of new construction diagrams of vibrating feeders for loose material discharging from hoppers, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science [Electronic resource], 2019, vol. 262.
10. **Blekhman I. I.** Synchronization of dynamic systems, Moscow, Science, 1971. (in Russian) [**Блехман И. И.** Синхронизация динамических систем. — М.: Наука, 1971. — 894 с.]
11. **Blekhman I. I., Vasil'kov V. B., and Yaroshevich N. P.** About some possibilities of improving vibration machines with self-synchronizing inertial vibration exciters, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2013. (in Russian) [**Блехман И. И., Васильков В. Б., Ярошевич Н. П.** О некоторых возможностях совершенствования вибрационных машин с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2013. — № 3. — С. 18–22.]
12. **Gordeev B. A., Ohulkov S. N., Plehov A. S., and Titov D. Yu.** The beats arising from the synchronization of two engines mounted on a common viscoelastic base, Proceedings NGTU, 2016, no. 2 (113). — С. 75–85. (in Russian) [**Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Плехов А. С., Титов Д. Ю.** Биения, возникающие при синхронизации двух двигателей, установленных на общем вязкоупругом основании // Труды НГТУ. — 2016. — № 2 (113). — С. 75–85.]

13. **Yaroshevich T. S., Timoshuk V. N., Yaroshevich N. P.** Dynamic synchronization of unbalanced vibration exciters with multiple rotational frequencies, *SevNTU Messenger*, 2011. (in Russian) [**Ярошевич Т. С., Тимошук В. Н., Ярошевич Н. П.** Динамическая синхронизация дебалансных вибровозбудителей с кратными частотами вращения // *Вестник СевНТУ*. — 2011. — № 120. — С. 228–233.]
14. **Revuzhenko A. F., Bushmanova O. P.** Research of the Jansen Problem, *Journal of Mining Science*, 1981, no. 3, pp. 3–15. [**Ревуженко А. Ф., Бушманова О. П.** Исследование задачи Янсена // *ФТПРПИ*. — 1981. — № 3. — С. 3–15.]
15. **Klishin S. V., Revuzhenko A. F.** Research of the Jansen Problem by method of discrete elements in three-dimensional setting, *Journal of Mining Science*, 2014, no. 3 [**Клишин С. В., Ревуженко А. Ф.** Исследование задачи Янсена методом дискретных элементов в трехмерной постановке // *ФТПРПИ*. — 2014. — № 3. — С. 10–16.]
16. **Kulikova E. G., Usol'tsev V. M.** To the problem of guarantee the stability of synchronous working of vibrating equipments vibration exciter for rock output and displacement, *Fundamental and Applied Mining Science*, 2019, vol. 6, no. 2, pp. 164–170. [**Куликова Е. Г., Усольцев В. М.** К вопросу обеспечения стабильности синхронной работы инерционных вибровозбудителей вибрационных устройств для выпуска и перемещения горной породы // *Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук*. — Новосибирск, 2019. — Т. 6. — № 2. — С. 164–170.]