



**К ВОПРОСУ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СТАБИЛЬНОСТИ СИНХРОННОЙ РАБОТЫ
ИНЕРЦИОННЫХ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ ВИБРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ
ДЛЯ ВЫПУСКА И ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГОРНОЙ ПОРОДЫ**

Е. Г. Куликова, В. М. Усольцев

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, E-mail: shevchyk@ngs.ru,
Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия*

Представлены результаты физического моделирования динамики протяженного рабочего органа малой изгибной жесткости, приводимого в действие двумя инерционными вибровозбудителями. Установлено влияние конструктивных параметров транспортирующего устройства на рассогласование парциальных частот, при которых сохраняется синхронный режим работы вибровозбудителей, а также на угол сдвига их фаз.

Упругий рабочий орган, дебалансный вибровозбудитель, рассогласование парциальных частот, длина волны, амплитуда колебаний, фазовый угол

**TO THE PROBLEM OF ENSURING STABILITY OF SYNCHRONOUS OPERATION
OF VIBRATION EXCITERS FOR ROCK MASS DISCHARGE AND DISPLACEMENT**

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

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

The article presents results of modeling the dynamics of an extended working tool of low flexural rigidity, driven by two inertial vibration exciters. The influence of the design parameters of the transport device on the mismatch of partial frequencies still sustaining synchronicity of the vibration exciters, and on the angle of phase displacement is established.

Flexible working tool, unbalanced vibration exciter, mismatch of partial frequencies, wavelength, amplitude of oscillations, phase angle

Добыча полезных ископаемых включает в себя большое количество операций, являющихся важной частью технологической цепи. К таким работам относятся погрузка, перемещение и разгрузка горной массы. Эффективность их выполнения зависит от полноты информации о физико-механических свойствах перемещаемого материала и правильного выбора технических средств.

Постоянное увеличение производительности горнодобывающих предприятий, сопровождающееся усложнением условий разработки горных пород, приводит к повышению требований к обеспечению мер безопасности работы персонала и эксплуатации оборудования. В организации процессов отсыпки породных отвалов, создании перегрузочных пунктов и других процессов, связанных с перемещением добытой горной породы, эта задача может быть решена за счет расширения возможностей использования вибрационных машин, доказавших свою работоспособность как при открытой, так и подземной добыче полезных ископаемых, отличающихся высокой производительностью, позволяющих обеспечить хорошие санитарно-гигиенические условия и безопасность труда горнорабочих, а также автоматизацию выполняемого процесса [1].

В настоящее время известно свыше пятидесяти типов вибрационных транспортирующих машин, большинство из которых разработаны для конкретных условий промышленных предприятий. Конструкция практически всех этих устройств включает в себя жесткий рабочий орган, систему упругих элементов, связывающих его с основанием, и вибровозбудитель [2–5]. При этом размеры и способ установки рабочего органа подбираются таким образом, чтобы обеспечить ему одну степень свободы и равные по величине и направлению колебания всей транспортирующей поверхности.

Вибротранспортирующие устройства, разработанные в ИГД СО РАН, системы упругих связей не имеют. Их рабочий орган представляет собой металлический лист малой изгибной жесткости, свободно уложенный на основание и имеющий бесконечное число степеней свободы [6, 7]. Под действием вынуждающей силы инерционного вибровозбудителя он совершает волновое движение.

Вне зависимости от конструкции транспортирующей машины во избежание уплотнения, налипания и других проблем, относящихся к перемещению сыпучей массы, амплитуда колебаний рабочего органа должна обеспечивать постоянную скорость движения материала вдоль всей длины грузонесущего органа. Этого добиваются за счет повышения мощности привода или усложнения конструктивного исполнения вибротранспортирующей техники.

Альтернативным решением может быть использование нескольких виброисточников, закрепленных вдоль рабочего органа с возможностью синхронизации их работы. Наиболее предпочтительными источниками колебаний являются инерционные вибровозбудители, способные к самосинхронизации. Результаты теоретического изучения этого процесса широко представлены в работах [8–11]. Однако в большинстве случаев эти данные относятся к динамике систем с одной степенью свободы. Вопрос об условиях устойчивого синхронного режима работы инерционных вибровозбудителей, установленных на грузонесущем органе малой изгибной жесткости, менее изучен.

Экспериментальные закономерности, полученные на физических моделях в лаборатории вибротехники ИГД СО АН СССР, позволили создать ряд двухприводных вибрационных транспортирующих машин, одной из которых была ВТУ-6 [12]. Однако частота колебаний, при которой обеспечивался стабильный синхронный режим работы виброисточников, составляла только 25 Гц, что ограничивало возможности изменения режимов вибротранспортирования для эффективного перемещения различных сыпучих материалов. Кроме того, вибровозбудители, как правило, имели выносной привод, что усложняло конструкцию опорной рамы и монтаж виброустройства.

Появление новых моделей вибровозбудителей дало возможность максимально снизить металлоемкость транспортирующего устройства, а электронных преобразователей частоты — изменять частоту вынуждающей силы и тем самым реализовывать различные режимы виброперемещения, не изменяя конструкцию вибромашины. В связи с этим вопрос об обеспечении стабильности синхронного режима работы двух вибровозбудителей, установленных на протяженном упругом рабочем органе и работающих с различными угловыми скоростями, остается открытым.

В ИГД СО РАН проведены экспериментальные исследования динамики транспортирующего устройства с двумя вибровозбудителями, частота вращения дебалансов которых варьировала в диапазоне 15–50 Гц. При этом было установлено допустимое влияние волнового характера движения рабочего органа на рассогласование парциальных частот и угол сдвига фаз, при котором сохраняется устойчивый синхронный режим работы виброисточников.

Эксперименты проводились на физической модели вибрационного устройства (рис. 1). В качестве рабочего органа использовались металлические листы изгибной жесткостью EI , равной 154 и 875 Н·м². Для ограничения смещения рабочего органа в продольном направлении на раме был закреплен упругий упор 4.

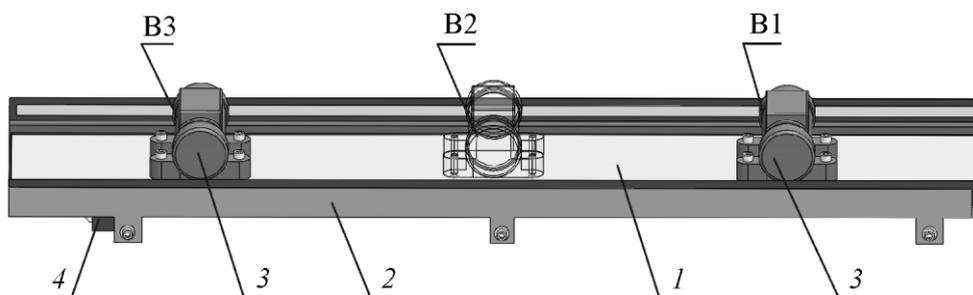


Рис. 1. Вибрационный питатель: 1 — рабочий орган; 2 — опорная рама; 4, B1, B2, B3 — вибро-возбудители и их варианты размещения; 4 — упругий упор

В качестве источников колебания применялись два инерционных вибровозбудителя типа RZHF 40 итальянской компании OLI. Один из них установлен на разгрузочном участке (положение B1) рабочего органа, второй закреплялся на его центральном (положение B2) или загрузочном (положение B3) участке. Статический момент дебалансов каждого из вибровозбудителей принимался в диапазоне 0.005–0.020 кг·м. Частота вращения B1 имела фиксированное значение, а на B2 (или B3) изменялась относительно него с помощью электронного преобразователя частоты с шагом 0.1 Гц. Направление вращения всех дебалансов — по часовой стрелке.

На данном этапе исследований рассматривались колебания ненагруженного упругого рабочего органа. С помощью шестиканального измерительного комплекса, включающего пьезоэлектрические акселерометры и усилители заряда типа 2635 (“Брюль и Кьер”, Дания); аналого-цифровой преобразователь E-440 (ЗАО Л-Кард, Россия) и персональный компьютер, измерялась виброскорость поперечных колебаний транспортирующей поверхности. Датчики устанавливались вдоль ее продольной оси с равным шагом друг от друга.

Сопоставление результатов, одновременно получаемых из всех точек измерения, дало возможность проанализировать волновой характер движения грузонесущего органа. Для определения влияния параметров вибрации, создаваемой каждым источником в отдельности, на режим их совместной работы принят следующий режим подключения виброисточников: этап 1 — включался вибровозбудитель B1 (рис. 1); этап 2 — через 15–20 с включался B2 и вибровозбудители работали совместно 40–70 с; этап 3 — B1 выключался и B2 работал еще 10–15 с. Скорость колебаний рабочего органа фиксировалась непрерывно в течение всего времени работы устройства.

По полученным данным устанавливалось рассогласование парциальных скоростей виброисточников Δf , которое принималось со знаком “+”, если превышала частота вращения дебалансов вибровозбудителя в положении B1, и со знаком “-” — для положений B2 или B3. Допускаемым Δf считалось такое рассогласование, при котором сохранялся синхронный режим работы вибровозбудителей. По временному сдвигу осциллограмм колебаний, записанных в результате одновременных измерений виброскорости на участках закрепления вибровозбудителей, оценивался угол сдвига фаз одного из них относительно другого.

Известно, что при работе двух виброисточников, установленных на подвижном основании, происходит взаимная передача энергии от одного другому. При этом мощности, подводимые к отдельным вибровозбудителям, перераспределяются между ними таким образом, что происходит “выравнивание” их угловых скоростей вращения. Степень взаимного влияния виброисточников, реализуемого посредством подвижного основания, при прочих равных условиях зависит от частоты и амплитуды создаваемых ими колебаний, а также от массы вибрирующего основания [8]. В условиях волнового движения рабочего органа малой изгибной жесткости существенное значение приобретает соотношение амплитуды вибрации на участке закрепления одного работающего виброисточника и величины отклика на участке установки второго источника колебаний. Упругая волна, создаваемая вынуждающей силой каждого вибровозбудителя,

по разным причинам передает энергию от него вдоль вибрирующей поверхности к месту крепления второго с некоторым рассеиванием. Амплитуды поперечных колебаний при этом могут уменьшиться на порядок, и подводимой к вибровозбудителю мощности может не хватить, чтобы изменить частоту вращения его дебалансов.

Результаты экспериментов показали, что, например, для рабочего органа с жесткостью $154 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ амплитуды колебаний $0.06\text{--}0.16 \text{ мм}$ недостаточно, чтобы установить взаимосвязь вибровозбудителей, так как их совместная работа приводит к колебаниям рабочего органа в режиме биений (интервал $B\text{--}B$, рис. 2а). Увеличение амплитуды примерно в 4 раза за счет роста суммарного статического момента дебалансов позволило добиться практически синхронного режима (интервал $B\text{--}B$, рис. 2б).

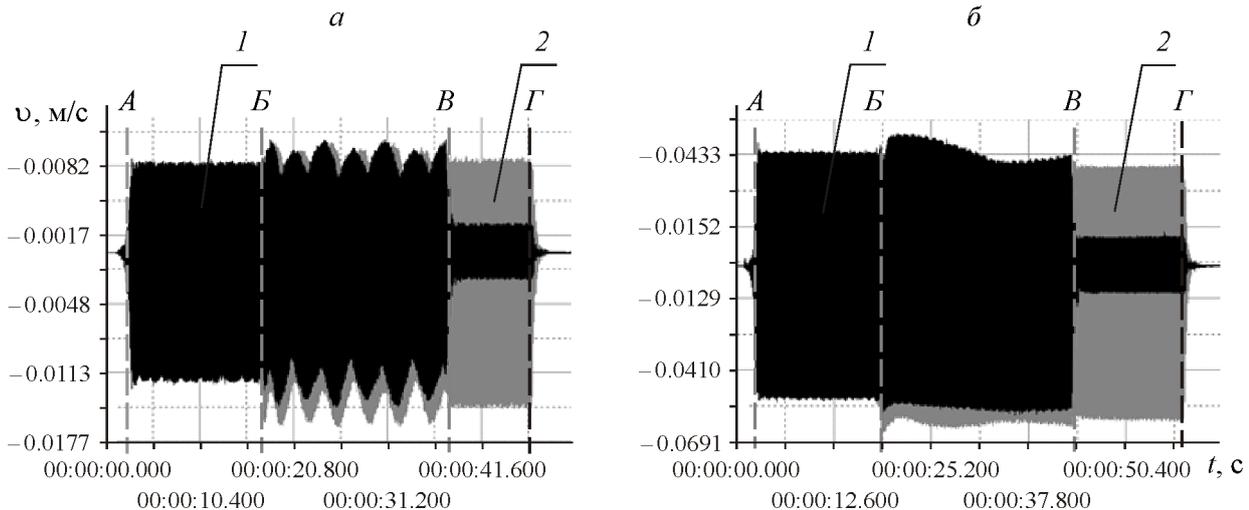


Рис. 2. Осциллограммы колебаний рабочего органа жесткостью $154 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ с частотой 15 Гц : 1, 2 — колебания на участках закрепления вибровозбудителей В1 и В3; А–В, В–Г — работает один вибровозбудитель в положении В1 или В3 соответственно, Б–В — совместная работа виброисточников; статический момент дебалансов, кг·м: а — 0.005 ; б — 0.020

С повышением интенсивности колебаний растет допустимая величина рассогласования частот вибровозбудителей. Характер этой зависимости определяется соотношением расстояния между источниками колебаний l и длиной изгибной волны рабочего органа l_b , которая, в свою очередь, зависит от конструктивных и динамических параметров грузонесущего органа [13]:

$$l_b = \frac{10.6}{\omega} \sqrt[4]{\frac{EIg}{ma}},$$

где EI , m — изгибная жесткость и погонная масса рабочего органа соответственно; g — ускорение свободного падения; a — амплитудное перемещение в области приложения вынуждающей силы с круговой частотой ω .

В случае использования рабочего органа с жесткостью $EI = 875 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ она соизмерима с его длиной и независимо от интенсивности колебаний превышает расстояние между вибровозбудителями не менее, чем в два раза. Поэтому максимальное допустимое Δf_{max} изменяется пропорционально увеличению амплитуды (рис. 3, кривые 1а, б). При снижении жесткости в 5.5–6.0 раз длина волны уменьшается и составляет 1.0–1.5 расстояния l . Причем практически во всем исследуемом частотном диапазоне она меньше протяженности транспортирующей поверхности вибрационного устройства. В этом случае увеличение амплитуды колебаний в два раза приводит к росту Δf_{max} , при котором сохраняется синхронный режим работы вибровозбудителей, почти в пять раз (рис. 3, кривые 2а, б). Таким образом, использование более упругого грузонесущего органа позволяет повысить стабильность режима самосинхронизации дебалансных источников колебаний.

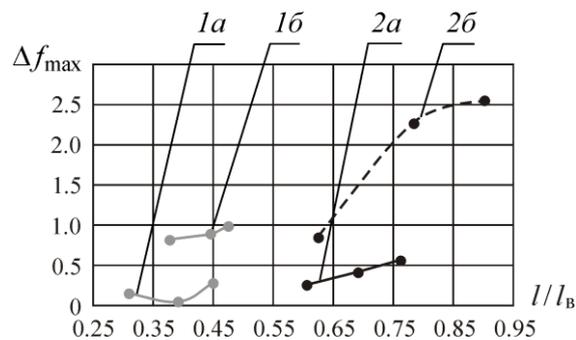


Рис. 3. Зависимость величины рассогласования парциальных частот от длины волны, передаваемой от одного вибровозбудителя другому; жесткость рабочего органа, Н·м²: 1 — 875; 2 — 154; статический момент дебалансов, кг·м: а — 0.005; б — 0.010

Несмотря на то, что в синхронном режиме все дебалансы вращаются с одной круговой скоростью, фазовый сдвиг между углами их поворота $\Delta\varphi$, влияющий на интенсивность колебаний рабочего органа, может изменяться от 0 и 180° и зависит от значения Δf . Экспериментально установлено, что характер этой зависимости также определяется отношением l/l_B и тем, какой из вибровозбудителей работает с бóльшей частотой.

На рис. 4 представлены зависимости, полученные при анализе колебаний рабочего органа жесткостью $E = 875 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$ с частотой вынуждающей силы В1 43 Гц..

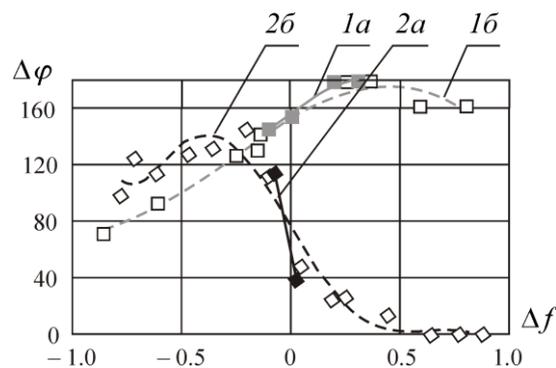


Рис. 4. Зависимость угла сдвига фаз от рассогласования частот вибровозбудителей: положения, в которых закреплены вибровозбудители: 1 — В1 и В2; 2 — В1 и В3; статический момент дебалансов, кг·м: а — 0.005; б — 0.010

Результаты измерений показали, что чем больше допускаемое рассогласование частот, тем меньше оно оказывает влияние на $\Delta\varphi$. Если увеличение Δf от 0 до 0.45 привело к изменению угла сдвига фаз от 30° (рис. 4, кривая 1б) до 80° (рис. 4, кривая 2б), то при дальнейшем росте допускаемого рассогласования частот значение угла сдвига фаз практически не изменилось и составило 180° для системы с соотношением $l/l_B = 0.22 - 0.25$ (вибровозбудители в положениях В1 и В2) и 0° для системы с соотношением $l/l_B = 0.45 - 0.50$ (вибровозбудители в положениях В1 и В3). При отрицательных значениях Δf , не превышающих максимальное, фазовый угол варьирует в пределах 80–140° и практически не зависит от l/l_B .

Таким образом, при близких или равных парциальных частотах угол рассогласования фаз зависит от волнового характера движения упругого рабочего органа. Для обеспечения стабильной синфазной или противофазной работы вибровозбудителей, закрепленных на рабочем органе малой жесткости, необходимо обеспечить такое соотношение конструктивных и динамических параметров системы, при которых допускаемая разность частот вращения дебалансов близка к максимальной.

ВЫВОДЫ

Вибрационная транспортирующая техника в технологических цепях горного производства позволяет повысить эффективность и безопасность выполняемых операций. Причем использование вибрационных устройств с упругим рабочим органом конструкции ИГД СО РАН дает возможность осуществить это с минимальными физическими и экономическими затратами. Увеличение дальности транспортирования такими устройствами может быть достигнуто за счет применения нескольких самосинхронизирующихся инерционных вибровозбудителей, закрепленных последовательно вдоль транспортирующей поверхности устройства.

Устойчивость синхронного режима работы вибровозбудителей определяется рассогласованием частот вращения их дебалансов, величина которого зависит от соотношения расстояния между источниками колебаний и длинами волн, формируемых ими, а также от рассеяния энергии, передаваемой каждой волной вдоль рабочего органа. При увеличении допустимого Δf влияние соотношения l/l_B на угол сдвига фаз одного виброисточника относительно другого снижается, что позволяет получить синфазный или противофазный режим работы вибровозбудителей без учета волнового характера движения рабочего органа.

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. **Buzzoni M., Battia M., Mucchi E., and Dalpiaz G.** Motion analysis of a linear vibratory feeder: Dynamic modeling and experimental verification, *Mechanism and machine theory*, vol. 114, 2017, pp. 98–110.
3. **Vibratory Rock Screens, Feeders** – Site access mode: <http://www.generalkinematics.com/mining/proddesc.cfm/productid/94>.
4. **SZF powder lot series linear vibrating screen** – Site access mode: http://hnpkj.en.ecplaza.net/offers/szf-powder-lot-series-linear-vibrating_5653091.
5. **Eriez Vibratory Conveyors** – Site access mode: <https://www.eriez.com/NA/EN/Products/Feeders-and-Conveyors/Vibratory-Conveyors.htm>.
6. **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, pp. 117–120 (in Russian) [**Тишков А. Я., Гендлина Л. И., Левенсон С. Я.** Вибрационные машины с упругим рабочим органом для горного производства // Изв. вузов. Горн. журн. — 1992. — № 10. — С. 117–120.]
7. **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, pp. 34–38 (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: сборник трудов VI Междунар. науч.-техн. конф. — Екатеринбург, 2008. — С. 34–38.]
8. **Blekhman I. I.** Synchronization of dynamic systems, Moscow, Science, 1971, 894 pp. (in Russian) [**Блехман И. И.** Синхронизация динамических систем. — М.: Наука, 1971. — 894 с.]
9. **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, no. 3, pp. 18–22 (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.]

10. **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, pp. 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.]
11. **Yaroshevich T. S., Timoshuk V. N., and Yaroshevich N. P.** Dynamic synchronization of unbalanced vibration exciters with multiple rotational frequencies, SevNTU Messenger, 2011, pp. 228–233 (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.]
12. **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., Молотиллов С. Г., Левенсон С. Я., Гендлина Л. И. Результаты испытания вибрационного конвейера. — Рукопись деп. в ЦНИЭИУголь. № 1634. — Кемерово, 1979. — 9 с.]
13. **Krejmer V. I. and Tishkov A. Ya.** Vibroment oscillations and their attenuation along the length, Journal of Mining Science, 1972, no. 3, pp. 111–115 (in Russian) [Креймер В. И., Тишков А. Я. Колебания виброленты и их затухание по длине // ФТПРПИ. — 1972. — № 3. — С. 111–115.]