

УДК (УДК) 621.928.235

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВИБРОУДАРНОГО ГРОХОТАDETERMINATION OF RATIONAL OPERATING PARAMETERS OF
VIBROIMPACT SCREENСизиков В.С.
Sizikov V.S.Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Санкт-Петербург, Россия)
Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (Saint Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. В работе рассматривается задача настройки режимов работы виброударного грохота для режима противофазных колебаний его элементов. Критериями эффективности работы грохота приняты величина ударного импульса, передаваемого на сито со стороны виброударной решетки, и размах колебаний сита, обеспечивающие эффективные режимы очистки поверхности сита от загрязняющих зерен при поддержании заданного режима колебаний сита с обеспечением технологических параметров грохочения материала. С использованием разработанной математической модели и программы проведен вычислительный эксперимент для диапазона рабочей частоты колебаний от 105 рад/с до 160 рад/с и регулировочного зазора между виброударной решеткой и ситом от 0 до 5,5 мм. Получены уравнения регрессии для определения влияния частоты колебаний грохота и регулировочного зазора на передаваемый ситом ударный импульс и размах колебаний сита, и на их основе предложены рекомендации по определению эффективных параметров работы грохота. Полученные закономерности позволяют объяснить нелинейное поведение двухмассовой виброударной колебательной системы при изменении ее параметров и свидетельствуют о возможности управления такой системой. Результаты вычислительного эксперимента могут быть применены для настройки режимов работы грохота при проведении пуско-наладочных работ и в процессе эксплуатации грохота, что позволит снизить трудозатраты и ускорить процедуру поиска рациональных режимных параметров его работы.

Ключевые слова: виброударный грохот, очистка сита, ударный импульс, виброударное воздействие на сито.

Дата принятия к публикации: 02.09.2022
Дата публикации: 25.09.2022

Сведения об авторе:

Сизиков Валентин Станиславович – кандидат технических наук, старший преподаватель, кафедра технологии строительного производства, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-

Abstract. The paper deals with the problem of vibroimpact screen operating regimes selection for the regime of anti-phase oscillations of its elements. The criteria of effective screen operation accepted are impact impulse transferred to sieve from vibroimpact lattice and sieve double amplitude, which provide effective regimes of sieve cleaning from clogging particles and maintenance of preset sieve oscillations regime for support of technological parameters of material screening. Using the developed mathematical model and program the computational experiment was conducted for operating oscillation frequency range from 105 rad/s to 160 rad/s and adjustment gap between vibroimpact lattice and sieve for operating range from 0 to 5,5 mm. Influences of oscillation frequency and adjustment gap on impact impulse transferred to sieve and sieve double amplitude are obtained in the form of regression equations. On its base the recommendations for determining effective operating regimes of vibroimpact screen are offered. Obtained regularities explain nonlinear behavior of two-mass vibroimpulse oscillating system according to its operating parameters changing and show principal opportunities of system control. Also obtained results could find an application in screen operating regimes adjustment during commissioning and start-up operation and screen operation period, and could decrease labor costs and fasten the procedure of rational screen operating parameters searching.

Keywords: vibroimpact screen, sieve cleaning, impact impulse, vibroimpulse impact on sieve.

Date of acceptance for publication: 02.09.2022
Date of publication: 25.09.2022

Author's information:

Valentin S. Sizikov – PhD in Engineering, Senior Lecturer, Department of Construction Technology, Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, e-mail: sizikovvs@yandex.ru.

строительный университет,
e-mail: sizikovvs@yandex.ru.
ORCID: 0000-0001-9438-5711

†
†
†

ORCID: 0000-0001-9438-5711

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке гранта на выполнение научно-исследовательских работ научно-педагогическими работниками Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета в 2022 году

Acknowledgements

The study was supported by the grant of the implementation of research works by the academic staff of Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering in year of 2022

1. Введение

В строительстве одной из важнейших операций является классификация зернистых материалов по крупности, называемая грохочением. Эта операция осуществляется на вибрационных грохотах, представляющих собой жесткий колеблющийся корпус с закрепленным на нем ситом с калиброванными отверстиями. Актуальной проблемой, возникающей при грохочении зернистых материалов, в частности песков, является засорение отверстий сит «трудными» зернами, застревающими в ячейках сита и препятствующими прохождению через них мелких частиц. Для решения этой проблемы применяют различные устройства для очистки поверхности ячеек сит [1-7], к одним из которых относится виброударная решетка, ударяющая по ситу грохота в каждом периоде его колебаний и очищающая сито путем передачи ему вертикального ударного импульса.

Конструкция грохота с виброударной решеткой [8] показана на рис. 1. Грохот состоит из корпуса 1, установленного на основании на опорных пружинах 11, закрепленного на корпусе сита 7 и виброударной решетки 6, установленной под ситом с зазором e и опирающейся на корпус на пружинах взаимодействия 5 через регулировочные прокладки 9.

Корпус грохота вместе с ситом совершает колебания под действием направленной гармонической силы от дебалансных вибровозбудителей 10. От колебаний корпуса виброударная решетка также приводится в колебательное движение на пружинах 5, и при движении снизу ударяет по ситу, пере-

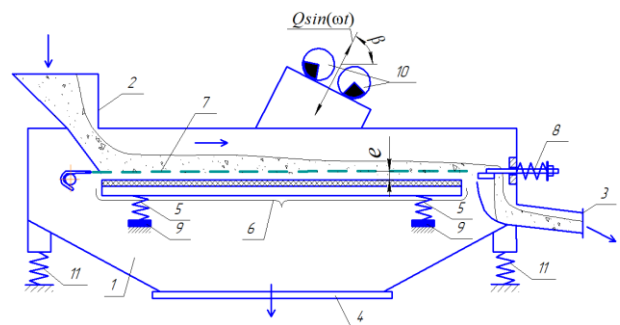


Рис. 1. Общий вид виброударного грохота:
1 – корпус грохота; 2 – загрузочный патрубок для исходного материала;
3, 4 – патрубки для выгрузки продуктов грохочения; 5 – пружины взаимодействия;
6 – виброударная решетка; 7 – сито грохота;
8 – устройство натяжения сита;
9 – регулировочные прокладки;
10 – дебалансные вибровозбудители;
11 – опорные пружины (e – регулировочный зазор; $Q\sin(\omega t)$ – гармоническая вынуждающая сила от вибровозбудителей; Q – амплитудное значение вынуждающей силы; ω – круговая частота вынуждающей силы; β – угол вибрации)

давая застрявшим в нем частицам вертикальный ударный импульс, обеспечивающий их подбрасывание над ситом и тем самым очистку поверхности сита от загрязняющих зерен.

При настройке режимов работы виброударной решетки основной проблемой является определение таких ее режимов колебаний, которые обеспечивают передачу величины ударного импульса, достаточной для преодоления сил трения между застрявшими зернами и ячейками сита. Регулирование величины импульса осуществляется подстройкой частоты колебаний решетки и регулиро-

вочного зазора. Основная сложность при регулировании заключается в том, что, во-первых, изменение режимных параметров виброударной системы, которой является рассматриваемый грохот, существенно влияет на характер колебаний взаимодействующих элементов этой системы из-за ее нелинейности. Во-вторых, при изменении частоты колебаний и зазора одновременно изменяются величина ударного импульса и параметры колебаний сита (амплитуда, частота), поэтому приходится одновременно решать две связанные между собой задачи – подбора эффективных режимов очистки сита и поддержания заданного режима его колебаний для высокой эффективности грохочения материала.

Исследованию движения рабочих элементов грохотов с виброударными устройствами для очистки сита посвящены работы [9, 10], однако задача установления взаимосвязей между параметрами взаимодействия рабочих элементов грохота и величиной передаваемого на сито ударного импульса не получила в них достаточного развития.

В связи с этим создание рекомендаций, позволяющих обеспечить высокое качество очистки ячеек сита виброударного грохота от «трудных» зерен при поддержании эффективного режима грохочения материала, является актуальным.

Целью данной работы является анализ влияния частоты колебаний и регулировочного зазора на характер движения рабочих элементов (сита, виброударной решетки) виброударного грохота. Практическим результатом работы являются рекомендации по подбору рациональной частоты колебаний и регулировочного зазора, обеспечивающих качественную очистку сита от застрявших частиц при поддержании высокой эффективности грохочения материала. Это позволит снизить трудозатраты и повысить производительность при пуско-наладочных работах, а также сократить вынужденные простои при эксплуатации виброударного грохота.

2. Методы

Решение задачи исследования параметров взаимодействия рабочих элементов вибро-

ударного грохота целесообразно решать методом математического моделирования [9, 11, 12]. Конструктивная схема виброударного грохота может быть представлена в виде трехмассовой механической системы с сосредоточенными массами и упругими и вязкими элементами. При движении системы действует два характерных интервала взаимодействия решетки и сита: интервал безударного движения решетки с ситом и интервал их движения в контакте после соударения.

На интервале безударного взаимодействия виброударной решетки и сита корпус грохота, решетка и сито на расчетной схеме отображены сосредоточенными массами m_1 , m_2 и m_3 (рис. 2).

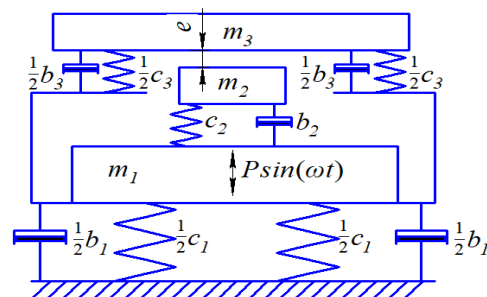


Рис. 2. Расчетная схема грохота для интервала безударного движения виброударной решетки и сита

Рассматриваются только вертикальные перемещения рабочих элементов грохота. Деформационные характеристики сита в поперечном направлении отображены упругим элементом с коэффициентом жесткости c_3 , опорные пружины грохота и пружины взаимодействия отображены упругими элементами с коэффициентами жесткости c_1 и c_2 . Соударения решетки с ситом отображаются законом абсолютно неупругого удара. Для учета действия диссипации при колебаниях рабочих элементов и для придания большей устойчивости численной процедуре решения уравнений движения механической системы в расчетную схему введены демпферы с коэффициентами вязкости b_1 , b_2 и b_3 . Между виброударной решеткой и ситом в статическом положении системы имеется зазор e . На корпус грохота со стороны вибровозбудителей действует вынуждающая сила $P \sin(\omega t)$ (где $\omega = \pi n/30$ (рад/с) – круговая частота ко-

лебаний; n – число оборотов вращения дебалансов вибровозбудителей в единицу времени), $P = Q \sin \beta$ – вертикальная компонента амплитудного значения вынуждающей силы $Q = M_{\text{деб}} \omega^2$; $M_{\text{деб}}$ – суммарный момент дебалансов вибровозбудителей, β – угол вибрации.

Уравнения движения элементов трехмассовой системы для интервала безударного движения виброударной решетки и сита, составленные на основе принципа Даламбера [13], имеют вид:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 y_1 - c_2 (y_2 - y_1) - c_3 (y_3 - y_1) + b_1 \dot{y}_1 - b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - b_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_1) = P \sin(\omega t); \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + c_2 (y_2 - y_1) + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) = 0; \quad (2)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 + c_3 (y_3 - y_1) + b_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_1) = 0, \quad (3)$$

где y_1 , y_2 и y_3 – абсолютные вертикальные смещения масс m_1 , m_2 и m_3 из положений равновесия.

В правой части уравнений (1) – (3) отсутствуют постоянные величины, не зависящие от времени, поскольку они могут быть приняты нулевыми, как это следует из уравнений статического равновесия системы:

$$c_1 \Delta_1 + c_2 \Delta_2 + c_3 \Delta_3 - m_1 g = 0; \quad (4)$$

$$c_1 \Delta_1 - m_2 g = 0; \quad (5)$$

$$c_3 \Delta_3 - m_3 g = 0, \quad (6)$$

где Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 – деформации пружин c_1 , c_2 и c_3 системы в положении статического равновесия, принимаемые положительными в случае поджатия; g – ускорение свободного падения.

Из уравнений (4) – (6) получаются выражения для вычисления деформаций Δ_i :

$$\Delta_1 = \frac{m_1 + m_2 + m_3}{c_1} g; \quad (7)$$

$$\Delta_2 = \frac{m_2}{c_2} g; \quad (8)$$

$$\Delta_3 = \frac{m_3}{c_3} g. \quad (9)$$

Момент соударения между виброударной решеткой и ситом определяется по условию равенства нулю расстояния между этими элементами:

$$y_2 - e - y_3 = 0. \quad (10)$$

Скорости виброударной решетки и сита до и после соударения определяются по закону сохранения импульса для абсолютно неупругого удара:

$$m_2 \dot{y}_2 + m_3 \dot{y}_3 = (m_2 + m_3) \dot{y}_{23}, \quad (11)$$

где \dot{y}_{23} – скорость совместного движения решетки m_2 с ситом m_3 после соударения.

Величина ударного импульса, передаваемого ситом со стороны виброударной решетки, зависит от разности скоростей до и после соударения:

$$S = m_3 (\dot{y}_{23} - \dot{y}_3). \quad (12)$$

С этого момента времени начинает действовать интервал движения решетки и сита в контакте, и расчетная схема изменяется (рис. 3).

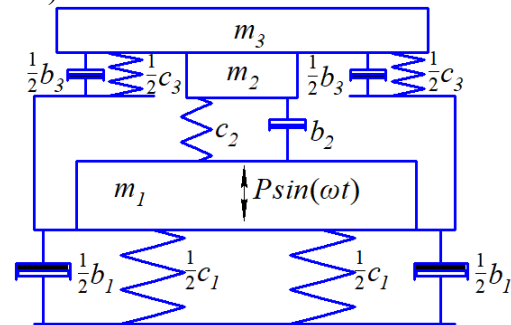


Рис. 3. Расчетная схема грохота для интервала движения виброударной решетки и сита в контакте

Колебания рабочих элементов грохота на новом интервале движения описываются уравнениями:

$$m_1 \ddot{y}'_1 + c_1 y'_1 - (c_2 + c_3)(y'_2 - y'_1) + b_1 \dot{y}'_1 - (b_2 + b_3)(\dot{y}'_2 - \dot{y}'_1) = P \sin(\omega t); \quad (13)$$

$$(m_2 + m_3) \ddot{y}'_2 + (c_2 + c_3)(y'_2 - y'_1) + (b_2 + b_3)(\dot{y}'_2 - \dot{y}'_1) = 0, \quad (14)$$

где y'_1 , y'_2 , y'_3 – абсолютные вертикальные смещения масс m_1 , m_2 и m_3 из новых положений равновесия с учетом рассмотрения масс m_2 и m_3 как одного целого. В этих уравнениях, как и ранее, не зависящие от времени слагаемые приняты нулевыми вследствие выполнения уравнений статического равновесия системы. Из этих уравнений получаются выражения для определения деформаций Δ'_1 , Δ'_2 , Δ'_3 пружин c_1 , c_2 , c_3 системы в положении статического равновесия:

$$\Delta'_1 = \frac{m_1 + m_2 + m_3}{c_1} g = \Delta_1; \quad (15)$$

$$\Delta'_2 = \frac{-(m_2 + m_3)g - c_3 e}{c_2}; \quad (16)$$

$$\Delta'_3 = \frac{-2m_2 g}{c_2} + \left(\frac{1}{c_3} - \frac{1}{c_2}\right)m_3 g + e\left(1 - \frac{c_3}{c_2}\right). \quad (17)$$

Координаты элементов системы на двух интервалах движения элементов связаны между собой через разность деформаций соответствующих пружин в положении статического равновесия системы:

$$y'_1 - \Delta'_1 = y_1 - \Delta_1; \quad (18)$$

$$y'_2 - \Delta'_2 = y_2 - \Delta_2; \quad (19)$$

$$y'_3 - \Delta'_3 = y_3 - \Delta_3. \quad (20)$$

Координата сита y'_3 с точностью до постоянной константы равна координате виброударной решетки y'_2 , поскольку оба элемента движутся как одно целое и связь между ними выражается через регулируемый зазор e и разность статических деформаций пружин c_2 и c_3 на двух интервалах движения:

$$y'_3 = y'_2 + \Delta_2 - \Delta'_2 + \Delta_3 - \Delta'_3 - e. \quad (21)$$

Движение виброударной решетки и сита в контакте завершается в тот момент, когда контактная сила между массами m_2 и m_3 обращается в нуль:

$$N_{23} = -m_2 \ddot{y}'_{23} - c_2 (y'_2 - y'_1 - \Delta'_2) - b_2 (\dot{y}'_2 - \dot{y}'_1) - m_2 g. \quad (22)$$

С этого момента вновь начинает действовать интервал безударного движения виброударной решетки и сита.

Для расчета параметров движения виброударных систем, к которым относится рассматриваемая система, широкое распространение получил метод припасовывания [10, 14], отличающийся сравнительной простотой и высокой эффективностью применения. Метод заключается в отыскании установившегося режима движения элементов системы при связывании между собой координат и скоростей соударяющихся звеньев системы на границах интервалов их безударного движения. При этом для отыскания движения элементов системы на каждом интервале часто применяется численный метод, например, метод Рунге-Кутты четвертого порядка точности [15].

В рассматриваемом случае при отыскании установившихся режимов движения рабочих элементов грохота методом припасовывания координаты корпуса грохота, решетки и сита на границах интервалов движения связываются по выражениям (18) - (20), а скорости на границах интервалов приравниваются. Исключение составляет момент соударения решетки и сита, когда соответствующие скорости определяются из формул (11) для закона абсолютно неупругого удара.

Решением уравнений движения для двух интервалов взаимодействия масс m_2 и m_3 рассчитываются параметры перемещения рабочих элементов грохота (перемещения, скорости и ускорения) и определяется влияние параметров режима работы (частоты колебаний ω и регулировочного зазора e) на передаваемый ситу со стороны решетки ударный импульс S и размах колебаний сита.

3. Результаты численного моделирования и их обсуждение

Исследование влияния частоты колебаний ω и регулировочного зазора e на характер движения элементов виброударного грохота выполняется методом численного моделирования с использованием специально разработанной программы в программном комплексе MatLab. Значения конструктивных и режимных параметров грохота для рассматриваемого численного примера приведены в табл. 1. Величина регулировочного зазора e подбирается в процессе расчета.

Расчет выполняется для наиболее эффективного для очистки сита режима противофазных колебаний виброударной решетки и сита для диапазона рабочих частот колебаний $\omega > 96,3$ рад/с. Этот диапазон соответствует зарезонансной области частот ω за второй собственной частотой колебаний k_2 механической системы, как это видно из амплитудно-частотных характеристик виброударной решетки и сита (рис. 4), построенным по уравнениям движения двухмассовой системы грохота без учета массы сита m_3 . Измеряемыми величинами являются величина ударного импульса S , определяемая расчетом по формуле (21) с использованием из-

меренных скоростей движения сита \dot{y}_3 и \dot{y}_{23} до и после соударения с решеткой (рис. 5), и размах колебаний сита R , определяемый как разность координат наиболее удаленных друг от друга точек закона перемещения сита (рис. 6, в).

Результаты расчета перемещений рабочих элементов грохота для диапазона частот колебаний $70 \text{ рад/с} < \omega < 160 \text{ рад/с}$ при значении зазора $e = 1,5 \text{ мм}$ показаны на рис. 6.

На представленных перемещениях наблюдается увеличение размахов сита и виб-

роударной решетки с уменьшением частоты колебаний (рис. 6, в и рис. 6, б), что объясняется увеличением их амплитуд колебаний с уменьшением частоты ω , наблюдаемым на амплитудно-частотных характеристиках (рис. 4). Вследствие этого ударный импульс R , передаваемый на сито, также возрастает при уменьшении ω . В момент соударения решетки с ситом направление движения последнего меняется на противоположное, и в период действия интервала движения решетки и сита в контакте $T_{\text{конт}}$ сито растягивается

Таблица 1

Расчетные конструктивные и режимные параметры виброударного грохота

Обозначение параметра											
m_1 , кг	m_2 , кг	m_3 , кг	c_1 , кН/м	c_2 , кН/м	c_3 , кН/м	P , кН	ω , рад/с	b_1 , кН·с/м	b_2 , кН·с/м	b_3 , кН·с/м	
880,0	180,0	20,5	300,0	1 380,1	807,5	25,0	125,7	3,6	2,091	4,8	

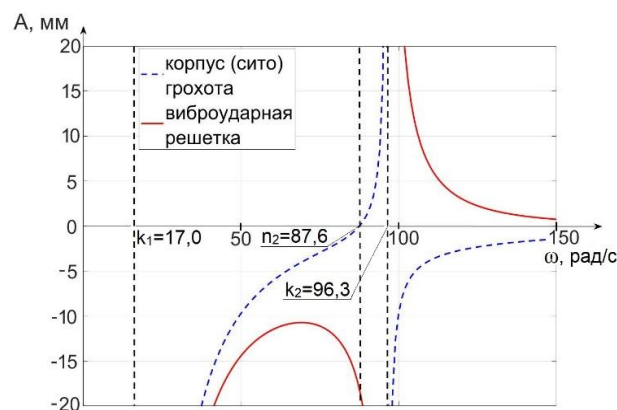


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики перемещений корпуса грохота m_1 и виброударной решетки m_2 (без учета массы сита m_3) для расчетных значений параметров системы: k_1, k_2 – собственные частоты колебаний системы; n_2 – парциальная частота колебаний решетки

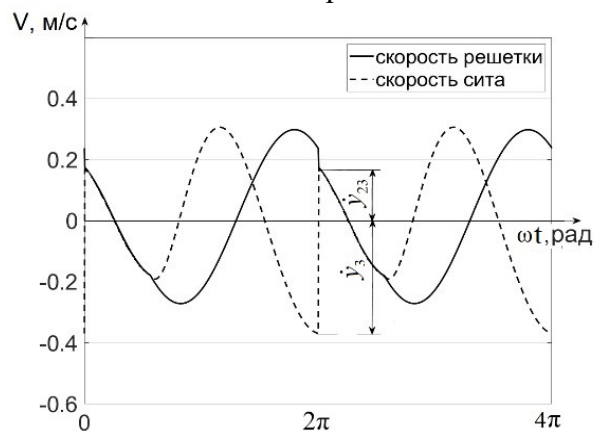


Рис. 5. Схема к измерению скоростей движения решетки и сита в момент соударения ($e=1,5 \text{ мм}$, $\omega = 120 \text{ рад/с}$)

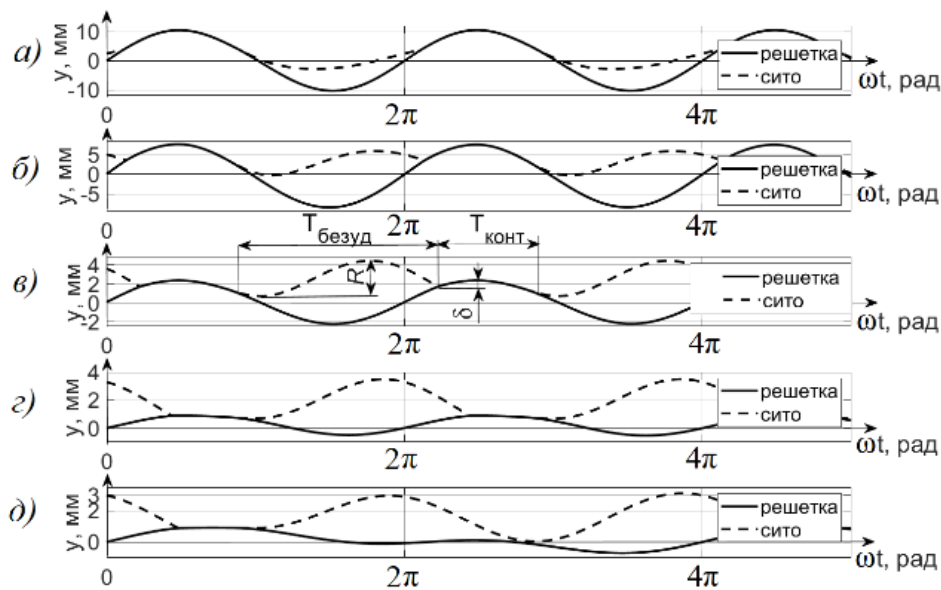


Рис. 6. Перемещения сита и виброударной решетки в противофазном режиме колебаний ($e = 1,5$ мм): а – $\omega = 70$ рад/с; б – $\omega = 105$ рад/с; в – $\omega = 120$ рад/с; г – $\omega = 140$ рад/с; д – $\omega = 160$ рад/с

на величину δ , измеряемую как разность координаты сита в верхней точке его перемещения на упомянутом интервале движения и его координаты в момент соударения (рис. 6, в). Величина растяжения сита также возрастает при уменьшении частоты колебаний. При этом закон движения ударника сохраняет форму, близкую к гармонической, поскольку ударное взаимодействие не меняет характера перемещения ударника из-за значительной разности масс ударника m_2 и сита m_3 . С уменьшения частоты колебаний менее величины $n_2 = 87,6$ рад/с (рис. 4) начинает действовать синфазный режим колебаний решетки и сита (рис. 6, а).

С увеличением частоты колебаний, наоборот, размах колебаний сита R и передаваемый ударный импульс S уменьшаются (рис. 6, в и рис. 6, г), а при значении частоты колебаний более $\omega = 148$ рад/с происходит качественное изменение законов движения обоих элементов, при котором период колебаний виброударной решетки и сита увеличивается в два раза: $T = 4\pi/\omega$ (рис. 6, д).

Отметим, что полученные расчетом колебания решетки и сита не являются строго противофазным из-за наличия в системе демпфирования, вносимого вязкими элемен-

тами b_1 , b_2 и b_3 , которые добавлены в расчетную схему (рис. 2) для придания устойчивости процедуре численного интегрирования уравнений движения.

Для получения регрессионных зависимостей влияния частоты колебаний на величину передаваемого ситом виброударного импульса и размаха колебаний сита выполняется отдельный вычислительный эксперимент с диапазоном изменения частоты колебаний $105 \text{ рад/с} < \omega < 145 \text{ рад/с}$ при интервале варьирования 5 рад/с . Погрешность при измерении величины ударного импульса составляет менее $0,6\%$, при измерении величины размаха колебаний сита – менее $0,8\%$. Параметры перемещения сита, полученные в результате проведения расчета, приведены в табл. 2 и на рис. 7.

Регрессионные зависимости передаваемого ситом ударного импульса и размаха колебаний сита ищутся в виде квадратичных моделей.

Уравнение регрессии для ударного импульса, передаваемого ситом при соударении с решеткой, имеет вид

$$S = 255,24 - 3,5242\omega + 0,012440\omega^2. \quad (23)$$

Таблица 2
Условия проведения опытов и результаты
вычислительного эксперимента по
определению влияния частоты колебаний
на передаваемый ситу ударный импульс
и размах колебаний сита

№ опыта	ω , рад/с	S , кг·м/с	R , мм
1	105,0	22,73	6,09
2	110,0	17,92	5,46
3	115,0	14,17	4,35
4	120,0	11,11	3,74
5	125,0	9,04	3,35
6	130,0	7,65	3,10
7	135,0	6,62	2,93
8	140,0	5,80	2,80
9	145,0	5,39	2,64

Результаты статистической обработки
экспериментальных данных показывают, что
дисперсия адекватности составляет

$s_{ад}^2 = 0,143$ (при числе степеней свободы $f_1 = 6$), дисперсия воспроизводимости составляет $s_{\{y\}}^2 = 32,008$ (при числе степеней свободы $f_2 = 9$), расчетное значения критерия Фишера составляет $F = 0,004$, табличное значение критерия Фишера при 5% уровне значимости составляет $F_{табл} = 3,37$. Принятая квадратичная модель уравнения регрессии в рассмотренном интервале изменения параметра адекватна. Уравнение регрессии для размаха колебаний сита имеет вид

$$R = 55,0 - 0,7416\omega + 0,002629\omega^2. \quad (24)$$

Результаты статистической обработки
экспериментальных данных показывают, что
дисперсия адекватности составляет
 $s_{ад}^2 = 0,021$ (при числе степеней свободы $f_1 = 6$), дисперсия воспроизводимости состав-

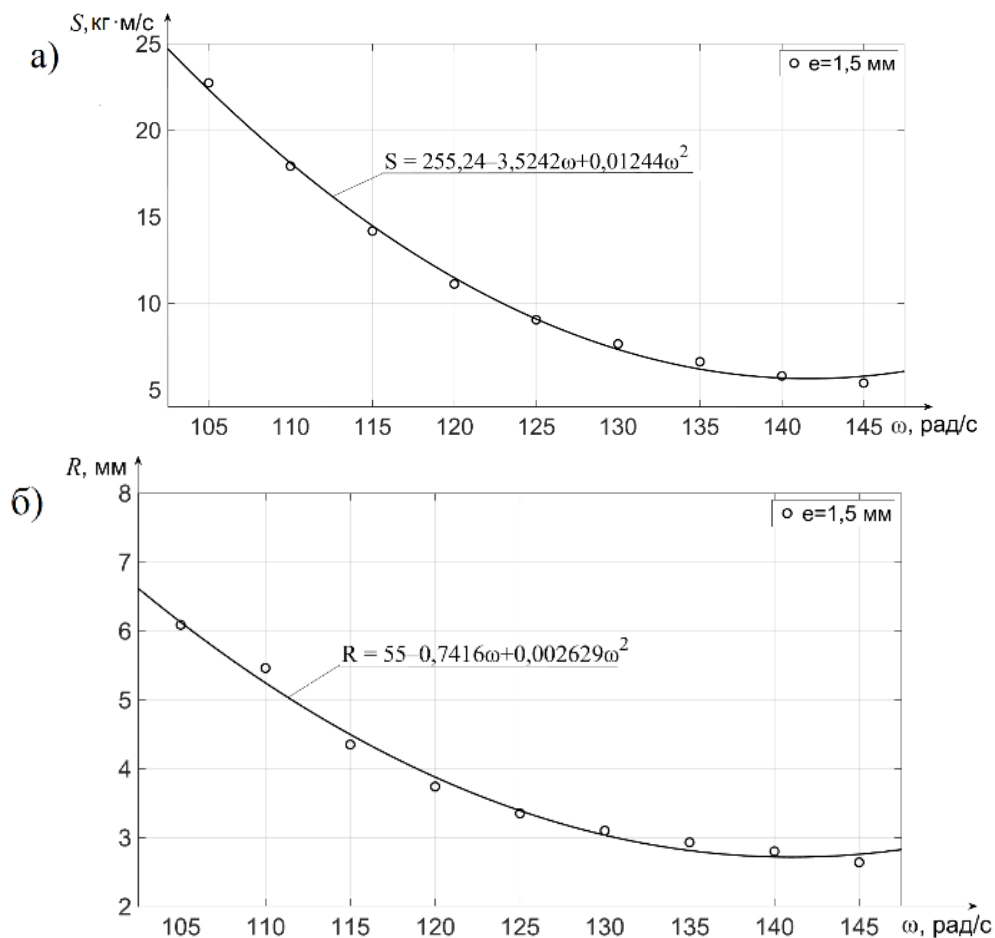


Рис. 7. Зависимости параметров взаимодействия сита и виброударной решетки в противофазном режиме от частоты колебаний: а – ударный импульс, передаваемый на сито; б – размах колебаний сита

ляет $s_{ад}^2 = 1,344$ (при числе степеней свободы $f_2 = 9$), расчетное значения критерия Фишера составляет $F = 0,016$, табличное значение критерия Фишера при 5% уровне значимости составляет $F_{табл} = 3,37$, принятая квадратичная модель уравнения регрессии в рассмотренном интервале изменения параметра адекватна.

Из полученных закономерностей видно, что с увеличением частоты колебаний одновременно уменьшается величина импульса, передаваемого сити при ударе, и размах колебаний сита.

Второй вычислительный эксперимент выполняется для оценки влияния зазора e на величину передаваемого сити ударного импульса S и размаха колебаний сита R в ударных режимах. Принято значение частоты колебаний $\omega = 120$ рад/с, величина зазора e варьируется в диапазоне от 0 до 5,5 мм при интервале варьирования 1,1 мм. В качестве нижней границы зазора выбрано значение $e = 0$, что соответствует касанию решетки и сита при статическом равновесии системы. Результаты обработки экспериментальных данных приведены в табл. 3 и на рис. 8.

Таблица 3

Условия проведения опытов и результаты вычислительного эксперимента по определению влияния частоты колебаний на величину передаваемого сити ударного импульса и размаха колебаний сита

№ опыта	e , мм	S , кг·м/с	R , мм
1	0	12,46	3,28
2	1,1	11,58	3,60
3	2,2	10,09	4,03
4	3,3	8,45	4,59
5	4,4	7,13	5,20
6	5,5	4,45	5,84

Уравнение регрессии для передаваемого сити ударного импульса имеет вид

$$S = 12,96 - 1,4302e. \quad (25)$$

Результаты статистической обработки экспериментальных данных показывают, что дисперсия адекватности составляет $s_{ад}^2 = 0,259$ (при числе степеней свободы $f_1 =$

4), дисперсия воспроизводимости составляет $s_{\{y\}}^2 = 8,869$ (при числе степеней свободы $f_2 = 6$), расчетное значения критерия Фишера составляет $F = 0,029$, табличное значение критерия Фишера при 5% уровне значимости составляет $F_{табл} = 4,53$. Принятая линейная модель уравнения регрессии в рассмотренном интервале изменения параметра адекватна.

Уравнение регрессии для размаха колебаний сита имеет вид

$$R = 3,13 + 0,4717e. \quad (26)$$

Результаты статистической обработки экспериментальных данных показывают, что дисперсия адекватности составляет $s_{ад}^2 = 0,017$ (при числе степеней свободы $f_1 = 6$), дисперсия воспроизводимости составляет $s_{\{y\}}^2 = 0,956$ (при числе степеней свободы $f_2 = 6$), расчетное значения критерия Фишера составляет $F = 0,018$, табличное значение критерия Фишера при 5% уровне значимости составляет $F_{табл} = 4,53$. Принятая линейная модель уравнения регрессии в рассмотренном интервале изменения параметра адекватна.

Результаты второго вычислительного эксперимента показывают, что при уменьшении величины регулировочного зазора e происходит монотонное уменьшение передаваемого сити ударного импульса и одновременно увеличение размаха колебаний сита (рис. 8). Данная зависимость объясняется тем, что при увеличении зазора e увеличивается расстояние между виброударной решеткой и ситом, что приводит к уменьшению деформаций растяжения сита при ударе δ и сокращению интервала движения решетки и сита в контакте $T_{конт}$ (рис. 6, в) вплоть до полного исчезновения ударных режимов в области значений регулировочного зазора $e > 5,5$ мм.

Анализ выполненного расчета для численного примера и регрессионных зависимостей (23)-(26) показывает, что с увеличением частоты колебаний ударный импульс, передаваемый на сито со стороны виброударной решетки, и величина размаха колебаний сита одновременно уменьшаются. При значениях

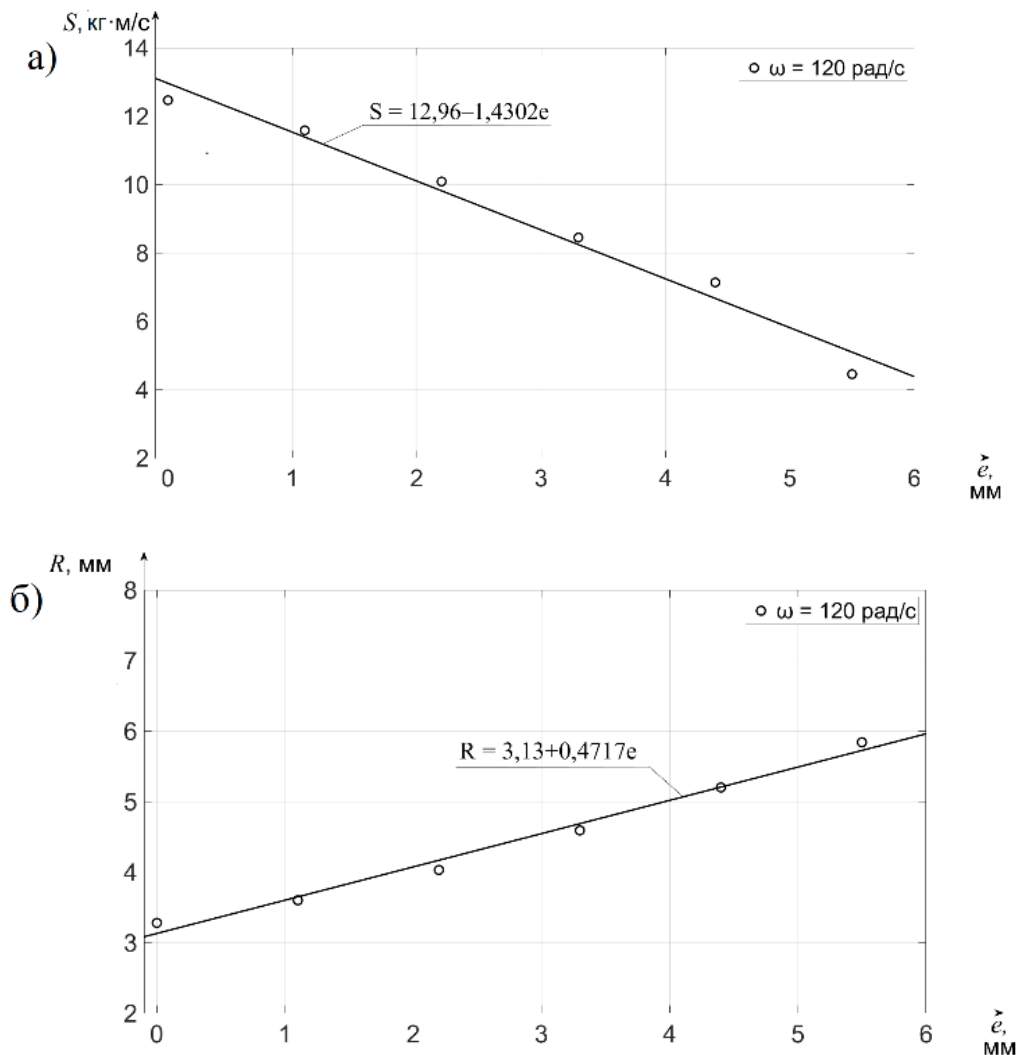


Рис. 8. Зависимость параметров взаимодействия сита и виброударной решетки в противофазном режиме от частоты колебаний: а – ударный импульс, передаваемый на сито; б – размах колебаний сита

рабочей частоты колебаний более верхней границы принятого диапазона удар по сити наносится через один период его колебаний. При значениях частоты менее нижней границы режим колебаний решетки и сита изменяется на синфазный. При увеличении регулировочного зазора передаваемый сити ударный импульс уменьшается, а размах колебаний сита, наоборот, увеличивается.

На основе полученных закономерностей взаимодействия рабочих элементов грохота рекомендуется производить настройку режимов работы грохота двумя способами.

Способ 1.

1. Установить величину регулировочного зазора между виброударной решеткой и ситом равным $e = 1,5$ мм.

2. Выбрать значение ударного импульса для обеспечения требуемой эффективности очистки сита от соударения с виброударной решеткой. Подобрать частоту колебаний ω по зависимости (23) для обеспечения заданной величины ударного импульса.

3. Выбрать значение размаха колебаний сита, обеспечивающего требуемые технологические параметры грохочения материала. Подстройкой регулировочного зазора e обеспечить выбранное значение размаха колебаний сита. При подстройке учитывать, что при увеличении зазора размах колебаний сита увеличивается, а при уменьшении, наоборот, снижается.

4. В случае, если после выполнения п. 3 значительно изменилась величина переда-

ваемого сити ударного импульса, подстройкой частоты колебаний обеспечить требуемое его значение.

Действия по п. 3 и 4 повторять до тех пор, пока не будет обеспечена необходимая точность заданных значений ударного импульса и размаха колебаний сита.

Способ 2.

1. Установить величину рабочей частоты колебаний грохота равной $\omega = 120$ рад/с.

2. Выбрать значение ударного импульса для обеспечения требуемой эффективности очистки сита от соударения с виброударной решеткой. Подобрать регулировочный зазор между виброударной решеткой и ситом по зависимости (25) для обеспечения заданной величины ударного импульса.

3. Выбрать значение размаха колебаний сита, обеспечивающего требуемые технологические параметры грохочения материала. Подстройкой частоты колебаний ω обеспечить выбранное значение размаха колебаний сита. При подстройке учитывать, что увеличение частоты колебаний приводит к увеличению размаха колебаний сита, а уменьшение, наоборот, к его снижению.

4. В случае, если после выполнения п. 3 значительно изменилась величина передаваемого сити ударного импульса, подстройкой регулировочного зазора e обеспечить требуемое его значение.

Действия по п. 3 и 4 повторять до тех пор, пока не будет обеспечена необходимая точность заданных значений ударного импульса и размаха колебаний сита.

Подбор рациональных режимных параметров грохота обоими способами выполняется итерационным методом.

4. Заключение

На основе применения метода математического моделирования получена модель процесса взаимодействия рабочих элементов

виброударного грохота и разработана программа для расчета параметров их перемещения. Применение численного моделирования позволило установить, что в противофазном режиме колебаний решетки и сита увеличение частоты колебаний снижает величину ударного импульса и размаха колебаний сита, а увеличение регулировочного зазора снижает ударный импульс и увеличивает размах колебаний сита. Полученные результаты объясняют ряд закономерностей поведения двухмассовой виброударной системы при изменении частоты колебаний и регулировочного зазора, таких как изменение параметров колебаний обеих масс в системе и качественное изменение режимов взаимодействия элементов системы. Это свидетельствует о возможности управления параметрами работы рассмотренной системы.

Выполненный вычислительный эксперимент для примера характеристик колебаний элементов виброударного грохота позволил получить адекватные уравнения регрессии передаваемого на сито ударного импульса и размаха его колебаний от частоты колебаний и величины регулировочного зазора. Предложены рекомендации по подбору итерационным методом частоты колебаний и регулировочного зазора для достижения выбранной величины ударного импульса и размаха колебаний сита. Подбор этих параметров позволит обеспечить эффективную очистку сита при заданном режиме его колебаний. Рекомендации могут быть применены при настройке режимов работы виброударного грохота при проведении пуско-наладочных работ и в процессе его эксплуатации.

Следует рекомендовать проведение дальнейших исследований закономерностей взаимодействия рабочих элементов грохота для синфазного режима колебаний виброударной решетки и сита.

Список литературы

1. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
2. Вибросито: пат. 140554 Рос. Федерация, МПК В07В 1/40 / Е.Л. Санников, С.А. Семанкин. № 07/868991, заявл. 04/15/1992; опубл. 08/03/1993. 11 с.
3. Грохот: пат. 2345847 Рос. Федерация, МПК В07В 1/54 / Л.А. Вайсберг, Л.П. Зарогатский, В.А. Трофимов. № 2007122240/03, заявл. 13.06.2007; опубл. 10.02.2009, Бюл. № 4. 6 с.
4. Classifying apparatus and method: патент США № 5232099, МПК В07В1/42, В07В1/48, В07В1/50, В07В1/28 / М.В. Маунард, Н. Bedford. № 07/868991, заявл. 14.15.1992; опубл. 08.03.1993.
5. Вайсберг Л.А., Картавый А.Н., Коровников А.Н. Просеивающие поверхности грохотов. СПб.: ВСЕГЕИ, 2005. 252 с.
6. Вибрационный грохот: а.с. 1146102 СССР, МПК В07В 1/40 / А.Г. Червоненко, А.А. Гольдин, Ю.В. Заболотный, В.П. Надутый. № 3573498, заявл. 05.04.1983; опубл. 23.03.1985, Бюл. № 11. 4 с.
7. Устройство для разделения сыпучих материалов по крупности: а.с. 1609437 СССР, МПК В07В 4/00 / В. Блахетта. № 4203826, заявл. 18.12.1986; опубл. 23.11.1990, Бюл. № 43. 7 с.
8. Виброударный грохот: пат. 210586 Рос. Федерация, МПК В07В 1/40 / С.А. Сизиков, В.С. Сизиков, С.В. Репин, А.П. Скрипилов. № 2021118793, заявл. 28.06.2021; опубл. 21.04.2022, Бюл. № 12. 2 с.
9. Надутый В.П., Лапшин Е.С., Шевченко А.И. Математическое моделирование виброударного движения просеивающей поверхности с учетом диссипации для повышения эффективности грохочения // Вібрації в техніці та технологіях. 2012. № 1(65). С. 106-109.
10. Скрипилов А.П. Теоретическое и экспериментальное исследования виброударного грохота для фракционирования песка // Вестник гражданских инженеров. 2013. № 5. С. 188-193.
11. Шевченко Г.А., Шевченко В.Г., Бобылев А.А. Вибрационные грохоты с поли-

References

1. Vaisberg L.A. *Proektirovanie i raschet vibratsionnykh grokhotov* [Design and calculation of vibration screens]. Moscow, Nedra, 1986. 144p. (In Russian)
2. Patent RU 140554. *Vibrosito* [Vibrating screen]. Sannikov E.L., Semankin S.A. Declared 04.15.1992. Published 08.03.1993. (In Russian)
3. Patent RU 2345847. *Grokhot* [Screen]. Vaisberg L.A., Zarogatskij L.P., Trofimov V.A. Declared 13.06.2007. Published 10.02.2009. (In Russian)
4. Patent US 5232099. *Classifying apparatus and method*. Maynard M.W., Bedford N. Declared 14.15.1992. Published 08.03.1993.
5. Vaisberg, L.A., Kartavyi A.N., Korovnikov A.N. *Proseivayushchie poverkhnosti grokhotov. Konstrutsii, materialy, opyt primeneniya* [Screens screening media. Design, materials, application experience]. Saint Petersburg, VSEGEI, 2005. 252 p. (In Russian)
6. Patent USSR 1146102. *Vibratsionnyy grokhot* [Vibrating screen]. Chervonenko A.G., Goldin A.A., Zabolotny Yu.V., Nadutyj V.P. Declared 05.04.1983. Published 23.03.1985. (In Russian)
7. Patent USSR 1609437. *Ustroystvo dlya razdeleniya syuchikh materialov po krupnosti* [Device for separating bulk materials by size]. Chervonenko, A.G., Goldin, A.A., Zabolotny, Y.V., Nadutyj, V.P. Declared 05.04.1983. Published 23.03.1985. (In Russian)
8. Patent USSR 1609437. *Ustroystvo dlya razdeleniya syuchikh materialov po krupnosti*. [Device bulk materials size classification]. Blahetta V. Declared 18.12.1986. Published 23.11.1990. (In Russian)
9. Nadutyj V.P., Lapshin E.S., Shevchenko A.I. *Matematicheskoe modelirovanie vibroudarnogo dvizheniya proseivayushchey poverkhnosti s uchetom dissipatsii dlya povysheniya effektivnosti grokhocheniya* // *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh*, 2012, No. 1(65), p. 106-109. (In Russian)
10. Skripilov A.P. *Teoreticheskoe i*

