

ISBN 978-83-945717-4-0

# Transport Problems 2017

IX INTERNATIONAL  
SCIENTIFIC  
CONFERENCE

28.06-30.06 2017

Katowice

Sulejów

VI INTERNATIONAL  
SYMPOSIUM OF YOUNG  
RESEARCHERS

26.06-27.06 2017

Katowice

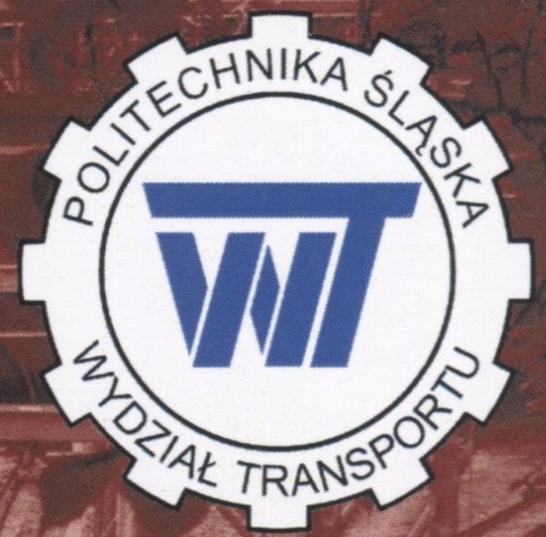


Conference  
proceedings



Faculty of Transport  
Silesian University of Technology

Silesian University of Technology  
Faculty of Transport



# Transport Problems 2017

**Proceedings**

**IX International Scientific Conference**

**VI International Symposium of Young Researchers**

**UNDER THE HONORARY PATRONAGE  
OF MAYOR OF KATOWICE CITY**

Media patronage:  
Transport Problems International Scientific Journal  
ISSN 1896-0596, Silesian University of Technology,  
Faculty of Transport

**Transport Problems**  
*International Scientific Journal*

No.	Authors, Title	Pages	
		Begin	End
12.	Halyna NESTERENKO, Mykhailo MUZYKIN, Volodymyr HOROBETS, Svetlana AVRAMENKO <b>WORKING CAPACITY RESEARCH OF TRACK SECTIONS</b>	<a href="#">779</a>	789
13.	Igor NESTERUK <b>IMPROVING COMMERCIAL EFFICIENCY OF NEUTRAL BUOYANT VEHICLES WITH THE USE OF LAMINAR UNSEPARATED HULLS</b>	<a href="#">790</a>	799
14.	Piotr NOWAKOWSKI, Mariusz WALA <b>CHARACTERISTICS OF WASTE ELECTRICAL AND ELECTRONIC EQUIPMENT COLLECTION – CASE STUDY OF MOBILE COLLECTION IN WODZISŁAW ŚLĄSKI</b>	<a href="#">800</a>	808
15.	Galina OSENINA, Aleksei CHESNOKOV, Vladimir VOITENKO <b>SAFETY OF PASSENGER TRAFFIC ON THE RAILWAY TRANSPORT</b>	<a href="#">809</a>	813
16.	Kunduz SHARIPBEKOVA, Zhanarys RAIMBEKOV <b>INFLUENCE OF LOGISTICS EFFICIENCY ON THE ECONOMIC GROWTH OF THE EAEU COUNTRIES</b>	<a href="#">814</a>	822
17.	Paweł SŁOWIŃSKI, Rafał BURDZIK <b>THE EFFECT OF ECO-DRIVING TRAINING IN DRIVERS AND ITS IMPACT ON FUEL CONSUMPTION</b>	<a href="#">823</a>	827
18.	Igor SOSNOV, Yuri Y. OSENIN, Yuriy Iv. OSENIN, Aleksei CHESNOKOV <b>EXPERIMENTAL TEST OF WEAR OF ROLLING FRICTION PAIRS WITH THE SLIP HAVING HARD PARTICLES IN THE CONTACT ZONE</b>	<a href="#">828</a>	834
19.	Svetla STOILOVA, Radina NIKOLOVA <b>AN APPLICATION OF AHP METHOD WHICH EXAMINE THE TRANSPORT PLAN OF PASSENGER TRAINS-APPLICATION TO BULGARIAN RAILWAY NETWORK</b>	<a href="#">835</a>	846
20.	Krystian SZEWCZYŃSKI, Andrzej KUBIK, Rafał WRÓBEL, Henryk BĄKOWSKI <b>MODEL OF THE AUTONOMOUS VEHICLE TO TRANSPORT PEOPLE AND CARGO</b>	<a href="#">847</a>	850
21.	Assem UTEGENOVA, Kassym YELEMESOV, Ivan STOLPOVSKIKH, Sergey KUZMIN, Aleksander SŁADKOWSKI <b>DESIGNING A LIFTING MACHINE FOR ROCK GROUND TRANSPORTATION FROM QUARRIES WITH USING OF CONTAINER TECHNOLOGY</b>	<a href="#">851</a>	858
22.	Sebastian WIERZBICKI, Przemysław MARZEC, Henryk BĄKOWSKI <b>THE LOW-COST OFFER IN CONTROL SYSTEM FOR CNC MACHINE USING IN CAR INDUSTRY</b>	<a href="#">859</a>	863
23.	Arkady YUDIN, Anatoly KOMISSAROV, Yuliia LAGUNOVA, Aleksander SŁADKOWSKI, Madinur AKHMETOVA, Ivan STOLPOVSKIKH <b>METHOD OF PARAMETERS CALCULATION AND DESIGN OF THE SELF-PROPELLANT OVERLOAD POINT OF CONVEYOR SYSTEMS WITH VIBRATING FEEDER - CRUSHER</b>	<a href="#">864</a>	871

**Ключевые слова:** самоходный перегрузочный пункт, конвейер, бункер, ходовое устройство, питатель-грохот, трехмассовая система

**Аркадий ЮДИН, Анатолий КОМИССАРОВ, Юлия ЛАГУНОВА**

Уральский государственный горный университет  
Куйбышева, 30, Екатеринбург, 620144, Россия

**Александр СЛАДКОВСКИ**

Силезский технический университет, Факультет транспорта  
Kraśnińskiego 8, 40-019 Katowice, Poland

**Мадинар АХМЕТОВА, Иван СТОЛПОВСКИХ\***

Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева  
ул. Сатпаева 22а, 050013, Алматы, Казахстан

\**Corresponding author.* E-mail: [ivanstol@rambler.ru](mailto:ivanstol@rambler.ru)

## **METHOD OF PARAMETERS CALCULATION AND DESIGN OF THE SELF-PROPELLANT OVERLOAD POINT OF CONVEYOR SYSTEMS WITH VIBRATING FEEDER - CRUSHER**

**Summary.** A new design of the self-propelled vibrating feeder- crusher KVG-1PS intended for the reception and transfer of rock and ore in conveyor systems of cyclic-flow technology in open-cast mining is considered. The results of analysis of the construction of a new mining machine are given. The technique of establishing the main parameters is presented and the calculation of the self-propelled vibrating feeder on the basis of a cascade damping system when the machine is represented by a three-mass oscillatory system is performed.

## **МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ И КОНСТРУКЦИЯ САМОХОДНОГО ПЕРЕГРУЗОЧНОГО ПУНКТА КОНВЕЙЕРНОЙ СИСТЕМЫ С ВИБРАЦИОННЫМ ПИТАТЕЛЕМ-ГРОХОТОМ**

**Аннотация.** Рассмотрена новая конструкция самоходного вибропитателя-грохота КВГ-1ПС предназначенного для приема и перегрузки скальных пород и руд в конвейерных комплексах циклично-поточной технологии на открытых горных работах. Приведены результаты анализа конструкции новой горной машины. Представлена методика установления основных параметров и выполнен расчет самоходного вибропитателя на основе каскадной системы амортизации при представлении машины трехмассовой колебательной системой.

### **1. ВВЕДЕНИЕ**

В комплект оборудования конвейерных комплексов как отдельный агрегат входит самоходное устройство – перегрузочный пункт (ПП). Такой ПП устанавливается над отвальным конвейером и перемещается вдоль него в соответствии с требованиями технологии.

Основными недостатками существующих ПП являются: из-за отсутствия питателя под бункером высокие динамические нагрузки передаются непосредственно на ленту принимающего конвейера; турбулентность потока груза при выходе его в зону прицепа; наличие просыпей; ограниченная длина ПП, определяемая вместимостью кабельного барабана; невозможность приёма скальной горной массы.

Для тяжелых карьерных условий самоходные ПП обычно оборудуются различными видами питателей.

## 2. САМОХОДНЫЙ ПП ДЛЯ ПЕРЕГРУЗКИ СКАЛЬНЫХ ПОРОД И РУД

С целью устранения вышеперечисленных недостатков ПП был изготовлен самоходный вибропитатель-грохот КВГ-1ПС, который предназначен для приема и перегрузки скальных пород и руд в конвейерных комплексах циклично-поточной технологии (ЦПТ). Питатель-грохот разработан в Институте горного дела Минчермета (Россия). Он предназначен для применения в комплексах конвейерного транспорта с лентой шириной 1,2 м. Машина устанавливается в пунктах перегрузки передвижных конвейеров и в местах загрузки забойных конвейеров самоходными дробильными или грохотильными агрегатами. Общий вид вибропитателя-грохота приведен на рис. 1. Характеристика вибропитателя-грохота: производительность 1200 т/ч; наибольший размер принимаемого куска 0,5 м; высота загрузки кусков до 3,0 м; граница разделения горной массы (ГМ) по классам  $\pm 0,2$  м; скорость передвижения 11,1 м/мин; количество приводных колес – два; установленная мощность 35 кВт; общая масса 20 т. Тип рабочего органа – вибрационный питатель-грохот с направленными колебаниями, угол установки  $15^\circ$ , амплитуда колебаний  $3\div 4$  мм, угол вибрации  $30^\circ$ . Вибровозбудители самобалансные, количество вибровозбудителей – два, частота колебаний 960 кол/мин, суммарная возмущающая сила  $120\div 160$  кН, мощность приводного двигателя 30 кВт.

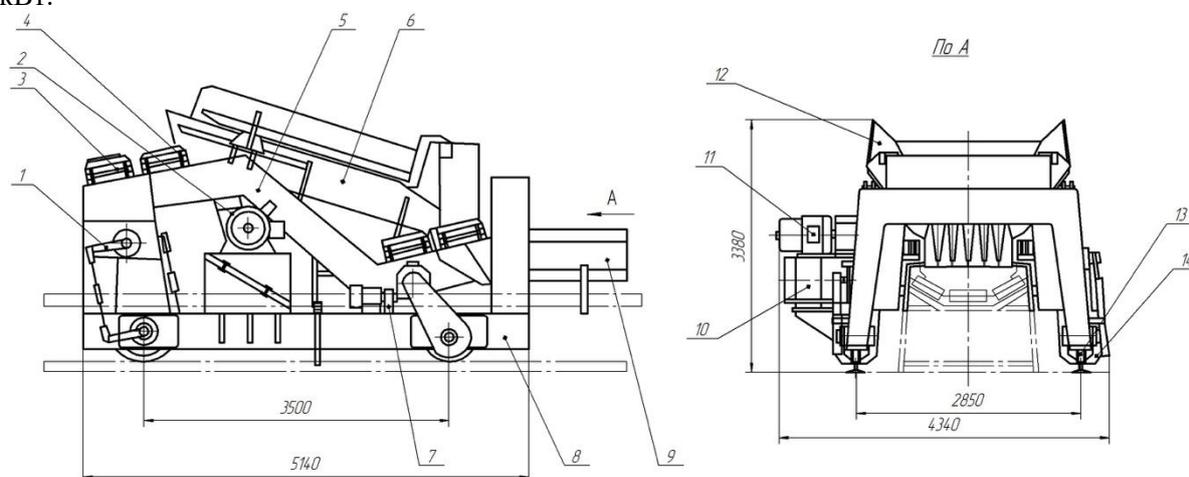


Рис. 1. Самоходный вибрационный питатель-грохот КВГ-1ПС для перегрузки скальной горной массы

Устройство состоит из следующих основных узлов (рис. 1) [1]: рабочего органа 6 с вибраторами 2 и приводом 11, промежуточной рамы 5 с бортами 12, опорной рамы 8 с ходовыми устройствами 13, упругих связей 3 и 4.

Рабочий орган вибропитателя-грохота 6 сварной конструкции, включающий приемную и колосниковую часть. Ширина рабочего органа в разгрузочной части 1,2 м, в загрузочной – 1,04 м. Длина приемной плиты 1,6 м, длина колосников – 1,6 м. Всего предусмотрено 5 колосников Т-образной формы. Под приемной плитой снизу рабочего органа (РО) установлен кронштейн для крепления вибраторов. К боковым поверхностям РО снаружи приварены кронштейны для установки упругих элементов 4.

Рабочий орган через резинометаллические упругие элементы 4 закреплен на промежуточной раме 5. Рама выполнена сварной, полой и секционной, охватывающей принимающий конвейер. В свою очередь, рама 5 несет свои кронштейны упругих связей 3 и через них устанавливается на опорную раму 8. Опорная рама также охватывает конвейер и несет на себе приводное устройство 11 с опорным кронштейном 10, механизм передвижения 7 и ходовые колеса 13. На раме установлено противоугонное устройство 14, балансирное устройство 1, борта 9.

Вращение дебалансных валов вибраторов осуществляется от двигателя через карданную передачу. Вибраторы 2 между собой связаны упругой муфтой.

Установка ходовыми колесами 13 опирается на рельсы конвейера и перемещается по ним при помощи ходового устройства 7, включающего приводной двигатель, червячный редуктор, цепную передачу. Противоугонные устройства 14 предусмотрены в центре опорной рамы по одному с каждой стороны.

Особенности конструкции новой горной машины:

1) Основным исполнительным органом является вибрационный питатель-грохот с зарезонансным режимом работы. В рабочем режиме и при переходе через резонансную область на опорную раму передаются значительные динамические нагрузки, пропорциональные величине возмущающей силы вибропривода и жесткости упругих опор. Опорная рама при этом совершает сверхдопустимые колебания. В конструкции принято решение, позволившее снизить колебания опорной рамы до допустимых;

2) ПП является моделью трехмассной колебательной системы с возможностью инерционной амортизации;

3) Грохотильная секция вибропитателя-грохота дает возможность выделить из скальной горной массы фракцию  $\pm 0,2$  м и обеспечить опережающую подсыпку мелких фракций на ленту принимающего конвейера перед поступлением на неё крупных кусков, тем самым, образуя футеровочный слой и увеличивая срок службы ленты;

4) Для снижения резонансных колебаний узлов ПП в конструкции применены упругие резинометаллические элементы, работающие на сдвиг.

### **3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА САМОХОДНОГО ПЕРЕГРУЗОЧНОГО ПУНТКА С ВИБРОПИТАТЕЛЕМ КАК МОДЕЛИ С ИНЕРЦИОННОЙ СИСТЕМОЙ АММОТИЗАЦИИ**

В практике приборостроения для снижения динамических нагрузок на опорные конструкции от вибрационных машин применяют активную каскадную виброизоляцию с двумя и тремя степенями свободы [2]. В практике горного машиностроения опыт установки тяжелого вибропитателя на самоходном шасси отсутствует.

В статье впервые изложена разработанная методика расчета параметров и выполнен расчет самоходного вибропитателя-грохота КВГ-1ПС на основе теории каскадной системы амортизации при представлении машины трехмассовой колебательной системой (рис. 2). Возмущающая сила вибраторов  $F_0 \sin \omega t$  приложена к рабочему органу под углом вибрации  $\beta$  и проходит через центр инерции массы  $M$ . Для снижения амплитуды колебаний опорной конструкции с массой  $m_1$  каскадная система предусматривает ввод в конструкцию дополнительной массы  $m_0$ , устанавливаемой между массами  $M$  и  $m_1$ . Методика предусматривает, что возмущающая сила, передаваемая через упругие опоры  $c$  на массу  $m_0$ , также проходит через ее центр инерции. В расчетной схеме предусмотрено, что центры жесткостей упругих опор  $c$  и  $c_0$  находятся приблизительно на одной линии. Принятые допущения, в соответствии с положениями теории колебаний виброзащитных систем, позволяют рассматривать расчетную схему самоходного вибропитателя-грохота КВГ-1ПС в виде каскадной схемы на рис. 2. Колебания рассмотрены в виде диссипативной трехмассной системы, совершающей поступательное движение по направлению оси «у». На рис. 2 обозначены:  $M$ ,  $m_0$ ,  $m_1$  – колеблющиеся массы рабочего органа вибропитателя, промежуточной

рамы, массы опорной конструкции соответственно;  $c$ ,  $c_0$ ,  $c_1$  – коэффициенты жесткости основной упругой системы, упругой системы промежуточной рамы, упругости грунта или упругости рессорной системы шасси соответственно;  $k$ ,  $k_0$ ,  $k_1$  – коэффициенты неупругого сопротивления (демпфирования) упругих систем, соответственно.

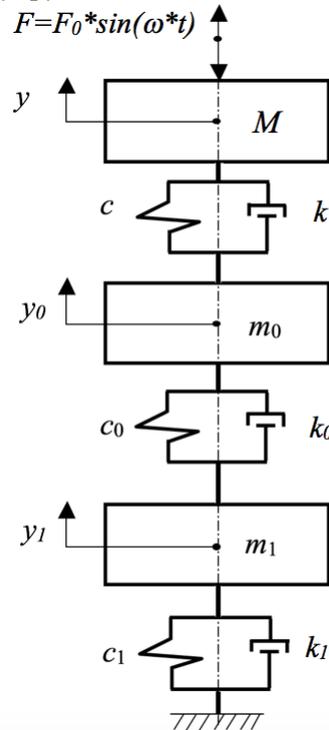


Рис. 2. Расчетная схема самоходного вибропитателя-грохота

Определив выражения кинетической и потенциальной энергии, а также диссипативной функции Рэлея и подставив их значения в уравнение Лагранжа второго рода, приходим к следующей системе дифференциальных уравнений движения системы, показанной на рис. 2:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y} + c_1 y_1 + k_1 \dot{y}_1 + c_0 (y_1 - y_0) + k_0 (\dot{y}_1 - \dot{y}_0) &= 0; \\ m_0 \ddot{y}_0 + c_0 (y_0 - y_1) + c (y_0 - y) + k_0 (\dot{y}_0 - \dot{y}_1) + k (\dot{y}_0 - \dot{y}) &= 0; \\ M \ddot{y} + c (y - y_0) + k (\dot{y} - \dot{y}_0) &= F_0 \sin \omega t. \end{aligned} \quad (1)$$

Частное решение системы (1) принимается в виде

$$y(1, 0, y) = B_i \cos \omega t + B_j \sin \omega t. \quad (2)$$

Произведя подстановку  $y_i$ ,  $\dot{y}_i$ ,  $\ddot{y}_i$  в уравнения (1) и приравняв нулю коэффициенты перед  $\sin \omega t$  и  $\cos \omega t$ , получим неоднородную систему алгебраических уравнений для определения шести постоянных  $B_5 - B_{10}$ . Опустив запись системы и ее определителя, и заметив, что при изучении колебаний на достаточном удалении от резонанса можно пренебречь в уравнениях (1) членами, характеризующими силы вязкого сопротивления, запишем решение определителя в окончательном виде:

$$\Delta_2 = (c_1 + c_0 - m_1 \omega^2) [m_0 M \omega^4 - (cM + c_0 M + c m_0) \omega^2 + c_0 c] - c_0 (c - M \omega^2) \quad (3)$$

Значения постоянных коэффициентов в системе запишутся в виде:

$$\begin{aligned}
 B_5 = A_1 &= \frac{F_0}{\Delta_2} c_0 c; \\
 B_6 = B_8 = B_{10} &= 0; \\
 B_7 = A_0 &= \frac{F_0}{\Delta_2} c(c_1 + c_0 + m_1 \omega^2); \\
 B_9 = A &= \frac{F_0}{\Delta_2} [(c_1 + c_0 + m_1 \omega^2)(c + c_0 - m_0 \omega^2) - c_0^2].
 \end{aligned} \tag{4}$$

Приняв частные решения системы (1) в виде

$$A_{i \max}^2 = B_{i(n)}^2 + B_{i(n+1)}^2, \tag{5}$$

получим выражения для амплитуд вынужденных колебаний системы. Решая характеристическое уравнение (3) относительно  $\omega^2$ , можно получить три действительных корня, определяющих частоты собственных колебаний системы. Раскрыв первое частное решение (5) относительно  $m_1$ , получим формулу для определения массы опорной рамы (ходовой тележки) при допустимой амплитуде ее колебаний и известной упругости грунта или амортизаторов:

$$m_1 = \frac{1}{\omega^2} \left\{ c_1 + c_0 \left[ 1 - \frac{c(F_0 / A_1 + 1) + M \omega^2}{m_0 M \omega^4 - (cM + c_0 M + c m_0) \omega^2 + c_0 c} \right] \right\}. \tag{6}$$

Из выражения видно, что величина массы  $m_1$  прямо пропорционально зависит от упругости грунта и обратно пропорционально – от квадрата частоты вынужденных колебаний рабочего органа. В частном случае, когда величина  $c_1 \gg c_0$ , второй член в фигурных скобках формулы не оказывает существенного влияния на величину массы ходовой тележки. При работе установок на жестких грунтах требуются значительные массы ходовых тележек даже при применении виброизолированного питателя-грохота. В этом случае ходовая или опорная часть ПП для снижения массы должна быть оборудована дополнительными амортизирующими элементами, снижающими значение  $c_1$ . Это может быть достигнуто при использовании шинопневматического хода или опорного основания с подпружиненными элементами.

В качестве примера было выполнено моделирование и практическое проектирование самоходного вибропитателя-грохота КВГ-1ПС, представленного моделью трехмассовой системы (рис. 3), с использованием программного пакета Universal Mechanism (UM) 8.1.2 [4]. Исследовано движение системы при массе РО  $M = 4250$  кг, промежуточной массе  $m_0 = 5500$  кг, массе опорной рамы  $m_1 = 10300$  кг. Возмущающая сила вибропривода принималась равной  $P_0 = 16 \cdot 10^4$  или  $12 \cdot 10^4$  Н, которая являлась гармоническим возбуждением с частотой  $\omega = 100$  Гц. Варьировались также значения коэффициентов жесткости  $c$ ,  $c_0$  и  $c_1$ . Известно, что в большинстве случаев демпфирование не оказывает существенного влияния на величины собственных частот. С учетом того, что определение коэффициентов демпфирования столь сложной конструкции является достаточно сложным вопросом, а с другой стороны влияние демпфирования в данной реальной конструкции не столь велико, было принято решение в качестве первого приближения не учитывать демпфирование, соответственно, коэффициенты  $k$ ,  $k_0$ ,  $k_1$  были приняты равными нулю.

На рис. 4 приведены собственные формы колебаний рассматриваемой модели для минимальных рассматриваемых значений жесткостей упругих элементов. При этом первая форма колебаний имеет место при собственной частоте равной 1,674 Гц. При данной форме колебаний верхние массы движутся синфазно, в основном за счет растяжения / сжатия упругого элемента  $c_0$ . Вторая форма колебаний достигается при частоте 5,296 Гц. Верхние

массы работают в противофазе за счет растяжения / сжатия упругих элементов  $c$  и  $c_0$ . И, наконец, высшая третья форма колебаний достигается при сравнительно высокой частоте, равной 22,245 Гц. При данной частоте вертикальное движение совершает нижнее тело за счет деформации упругих элементов  $c_0$  и  $c_1$ .

На рис. 5 представлены вертикальные колебания массы  $M$  относительно собственного положения равновесия под действием гармонической вынуждающей силы  $F_0 \sin \omega t$ , которая приложена к данной массе, и где  $F_0 = 12 \cdot 10^4$  Н;  $\omega = 100$  Гц. Как видно из приведенного графика, амплитуда перемещений составляет около 20 см. Для сравнения приведен график колебаний нижней массы при действии той же вынуждающей силы (рис. 6). Амплитуда при этом не превышает 0,1 мм.

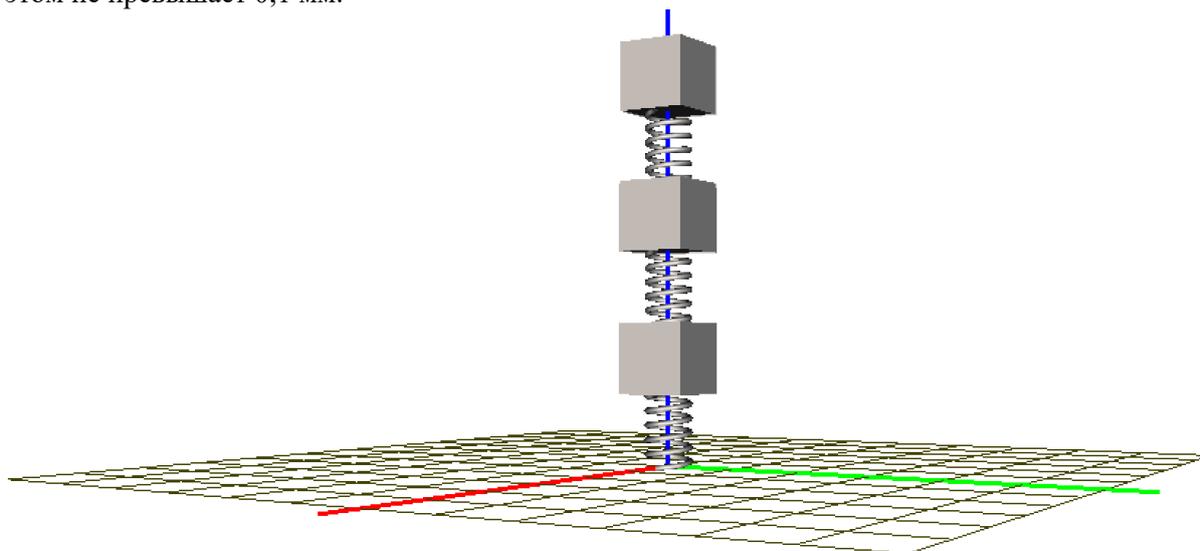


Рис. 3. Трехмассовая модель горной машины выполненная с использованием пакета UM

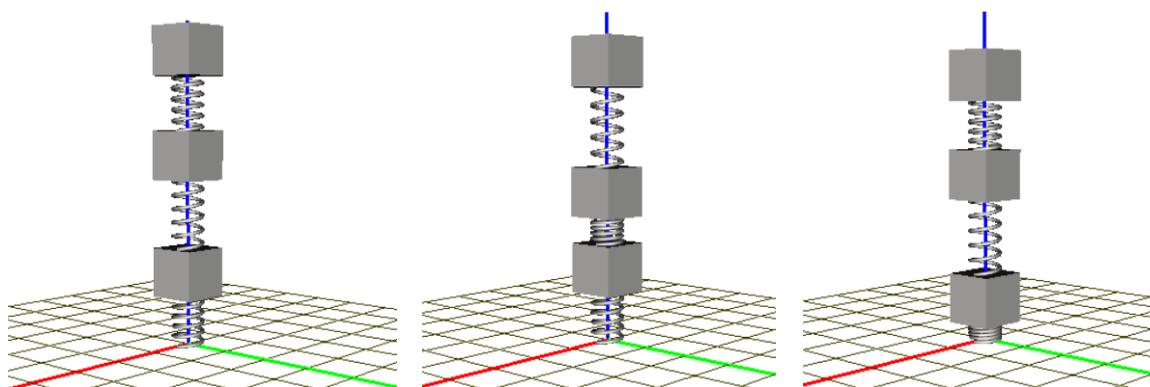


Рис. 4. Собственные формы колебаний, определенные для минимальных рассматриваемых значений жесткостей упругих элементов ( $c = 24 \cdot 10^5$ , Н/м;  $c_0 = 12 \cdot 10^5$ , Н/м;  $c_1 = 2 \cdot 10^8$ , Н/м)

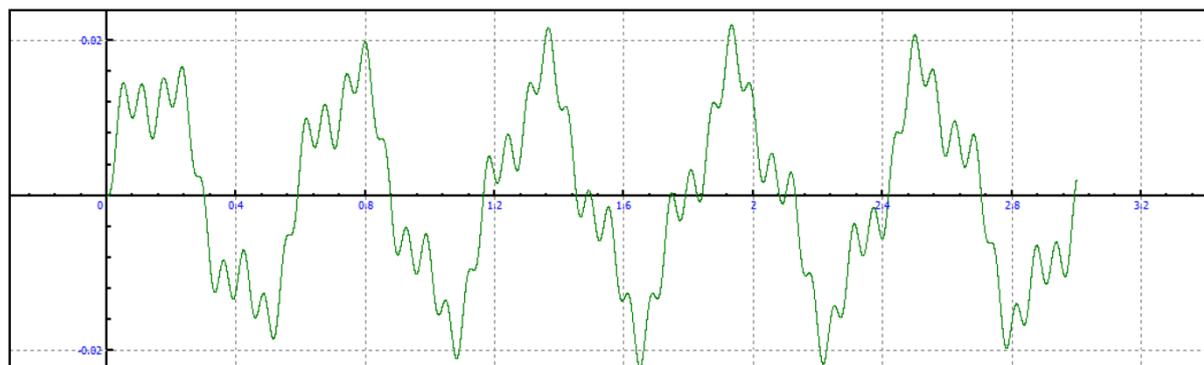


Рис. 5. Вертикальные перемещения (м) массы  $M$  относительно собственного положения равновесия под действием гармонической вынуждающей силы в течение первых 3 секунд

Это может быть объяснено только тем, что жесткость основания, которая учитывает также жесткость грунта, является очень большой, что приводит к практически неподвижности рассматриваемой массы, что подтверждает теоретические выводы, приведенные выше.

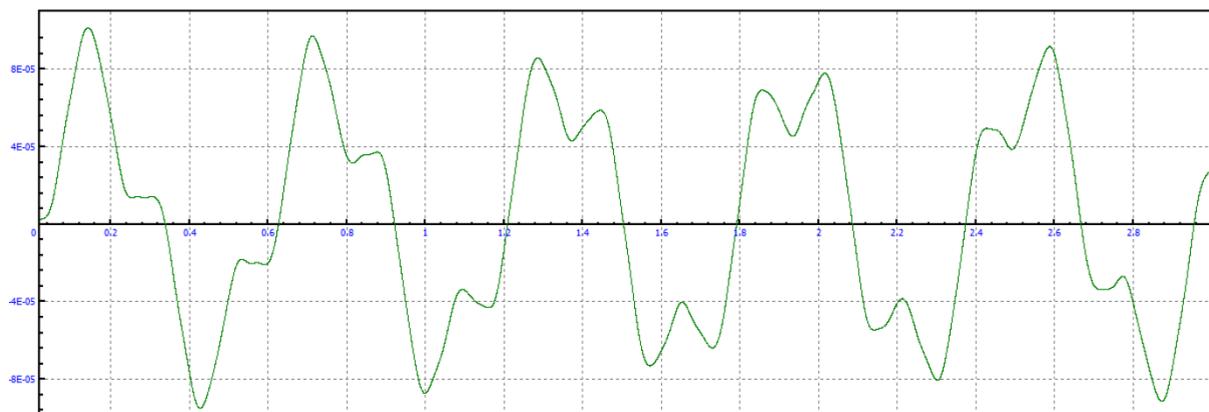


Рис. 6. Вертикальные перемещения (м) массы  $m_1$  относительно собственного положения равновесия под действием гармонической вынуждающей силы в течение первых 3 секунд

#### 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расчет перегрузочных пунктов на основе вибрационных машин сводится к анализу движения трехмассовых колебательных систем. В статье выполнен анализ колебаний таких систем и приведен практический расчет параметров передвижного перегрузочного пункта на основе вибрационного питателя-грохота КВГ-1ПС.

Разработанная методика расчета самоходного перегрузочного пункта конвейерной системы с вибрационным питателем-грохотом, позволят устанавливать основные параметры питателей и проводить исследования трехмассовых систем с учетом горно-технических параметров скальных горных пород и руд.

Методика апробирована при проектировании самоходного вибропитателя-грохота КВГ-1ПС и может быть использована научно-исследовательскими, проектными организациями и промышленными предприятиями, занятыми проектированием, изготовлением и эксплуатацией самоходных перегрузочных пунктов.

## Литература

1. Юдин, А.В. Самоходный вибропитатель-грохот для загрузки конвейеров в комплексах ЦПТ. *Горный журнал*. 1987. No.3. С. 45-48.
2. Кер-Вильсон, У. *Вибрационная техника*. Москва: Машгиз. 1963. 415 с.
3. Юдин, А.В. *Теория и технические решения транспортно-перезрузочных систем в карьерах*. Екатеринбург: Издательство УГГУ. 2011. 507 с.
4. *Universal Mechanism*. <http://www.universalmechanism.com/en/pages/index.php?id=1>