

Заболотный К. С.

Панченко Е. В.

Жупиев А. Л.

Стариков С. Н.

*Государственное
высшее учебное
заведение**«Национальный горный
университет»*

Zabolotnyi K. S.

Panchenko E. V.

Zhupiev F. L.

Starikov S. N.

*State Higher Educational
Institution «National
Mining University»*

УДК 622.62:621.878/.879

МОДЕЛЬ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ БУНКЕРА-ПИТАТЕЛЯ САМОХОДНОГО БПС-940 И ЕЕ АНАЛИЗ

Разработана динамическая модель бункера-питателя самоходного, позволяющая определить собственные частоты колебаний с погрешностью менее 8%. Исследованы динамические процессы, протекающие в питателе при падении максимально возможного куска породы. Доказано, что для увеличения долговечности конструкции питателя жесткость амортизатора должна быть минимальной, выбранной из конструктивных соображений. Рекомендовано установку дополнительных малогабаритных высокочастотных вибраторов на бункере питателя для его самоочистки.

Ключевые слова: бункер-питатель самоходный, собственные частоты, SolidWorks Simulation, SolidWorks Motion.

Введение. Передовым технологическим решением для разработки карьеров является применение бункера-питателя самоходного (БПС). Предложенный комплекс БПС [1] состоит из (рис. 1): 1 – ходовой тележки экскаватора ЭКГ-8И, 2 – несущей рамы с противовесом, 3 – бункера, 4 – дробилки-питателя, 5 – укрытия забойного конвейера; 6 – ленточного конвейера. Установка бункера на несущую раму через пружины способствует продвижению материала внутри бункера и

дробилки в моменты разгрузки ковша экскаватора. Дополнительный эффект – снижение динамических нагрузок на несущие конструкции агрегата. Исходя из этого, подбор пружин производится из условия не превышения ускорений, возникающих при выгрузке ковша экскаватора ЭШ 10/70, (1,5...2)g [1, 2], что обеспечивает отслаивание породы от внутренней части бункера и продвижение её к дробилке-питателю.

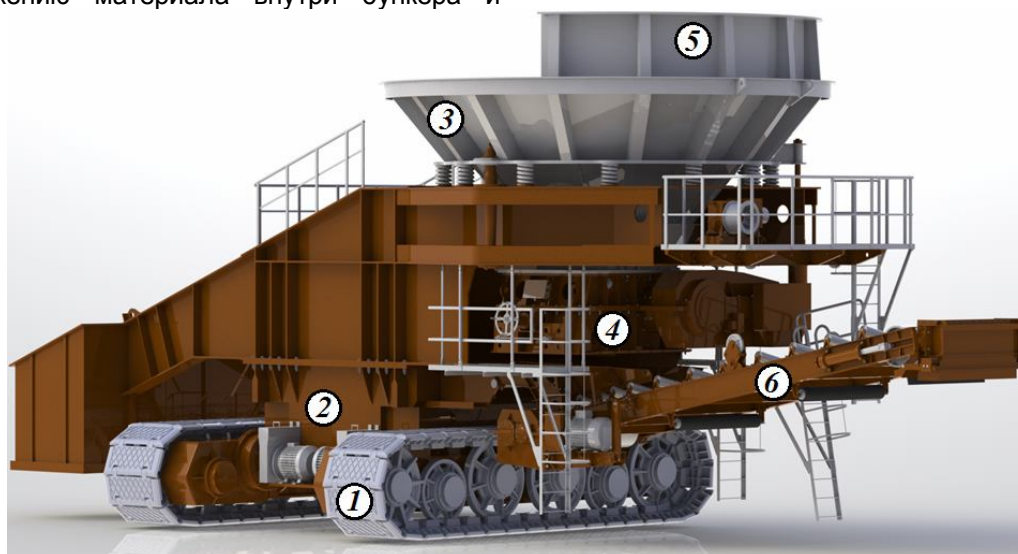


Рис. 1. Бункер-питатель самоходный



Однако, как показал опыт эксплуатации на карьере № 7 «Север» (ЗАТ «Крымский титан» филиал «Вольногорский ГМК») рама питателя быстро выходит из строя из-за высоких динамических нагрузок. Поэтому актуальной научной задачей является обоснование рациональных параметров БПС.

Целью оптимизации является достижение минимально допустимых динамических нагрузок рамы БПС путем выбора конструктивных параметров их амортизаторов. Метод решения – вычислительный эксперимент средствами SolidWorks Simulation и SolidWorks Motion.

Цель работы – создать модель колебательной системы бункера-питателя самоходного БПС-940 для разработки рекомендаций к его проектированию.

Основная часть работы. В работе [2] обоснованы рациональные параметры амортизаторов грохотов, однако непосредственное применение к расчету БПС невозможно и требует дополнительных исследований.

Алгоритм решения задачи состоит из следующих шагов: 1) выбор прототипа амортизатора; 2) создание расчетной конечно-элементной модели; 3) тестирование модели

на задаче собственных колебаний; 4) определение жесткости модели; 5) решение задачи упругого удара; 6) определение коэффициента динамичности.

В качестве прототипа амортизаторов выбраны пружины второго класса (циклические и статические) 4-го разряда ГОСТ 13773-86, сталь горячекатаная круглая 65Г по ГОСТ 2590-88.

Параметры пружины: $F=132000$ Н – сила на одну пружину; $n=3$ шт. – количество витков; $d=50$ мм – диаметр проволоки; $D=280$ мм – диаметр пружины; $c_{вп}=5039$ Н/мм – жесткость одного витка.

Для расчета в пакете SolidWorks создана упрощенная модель бункера – дробилки (рис. 2), у которой исключены все крепежные элементы, ребра жесткости, футеровка, крепления пружин, элементы соединения бункера с дробилкой. Пружины моделировались цилиндрами с жесткостью, равной расчетной $c_0 = 1680$ кН/м. Количество упругих элементов – 12. Цилиндры неподвижно закреплены в местах соединения их с рамой. Тип сетки – сетка на твердом теле.

Для расчета заполненного бункера была дополнительно создана упругая модель породы (рис. 3).

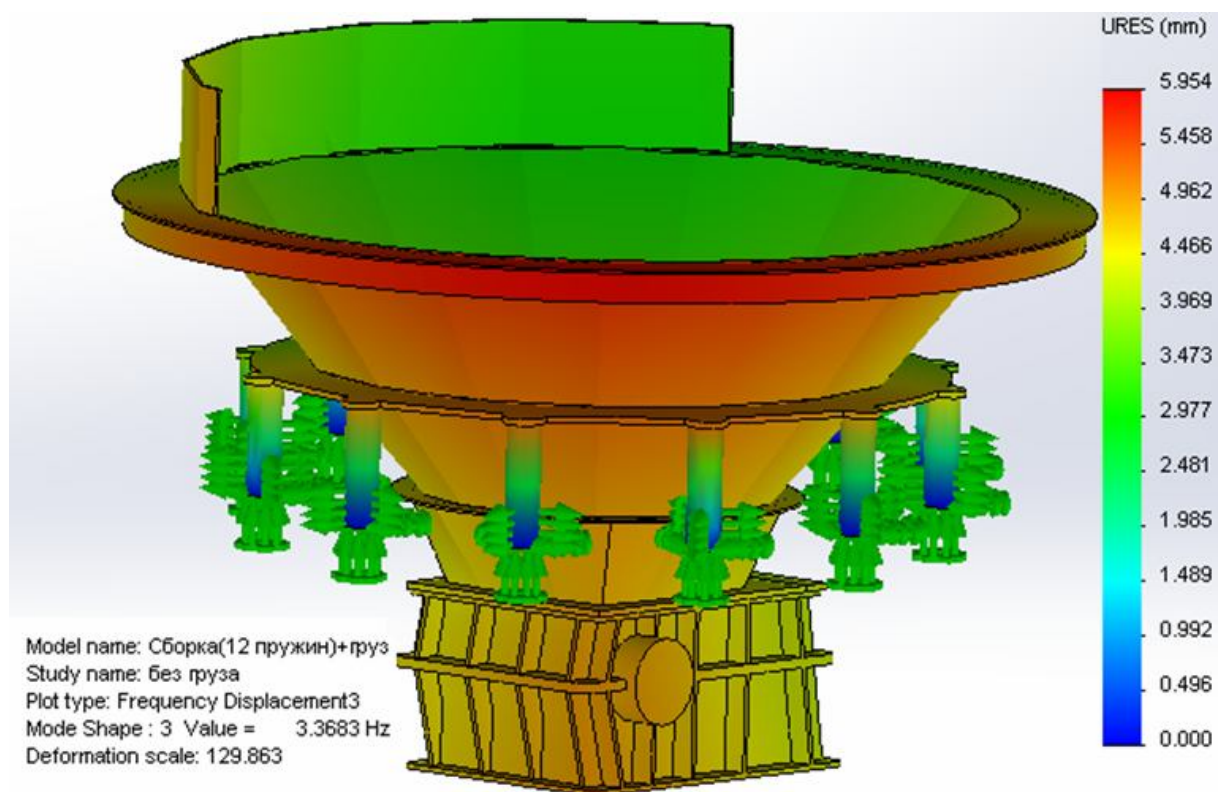


Рис. 2. Колебания бункера без груза

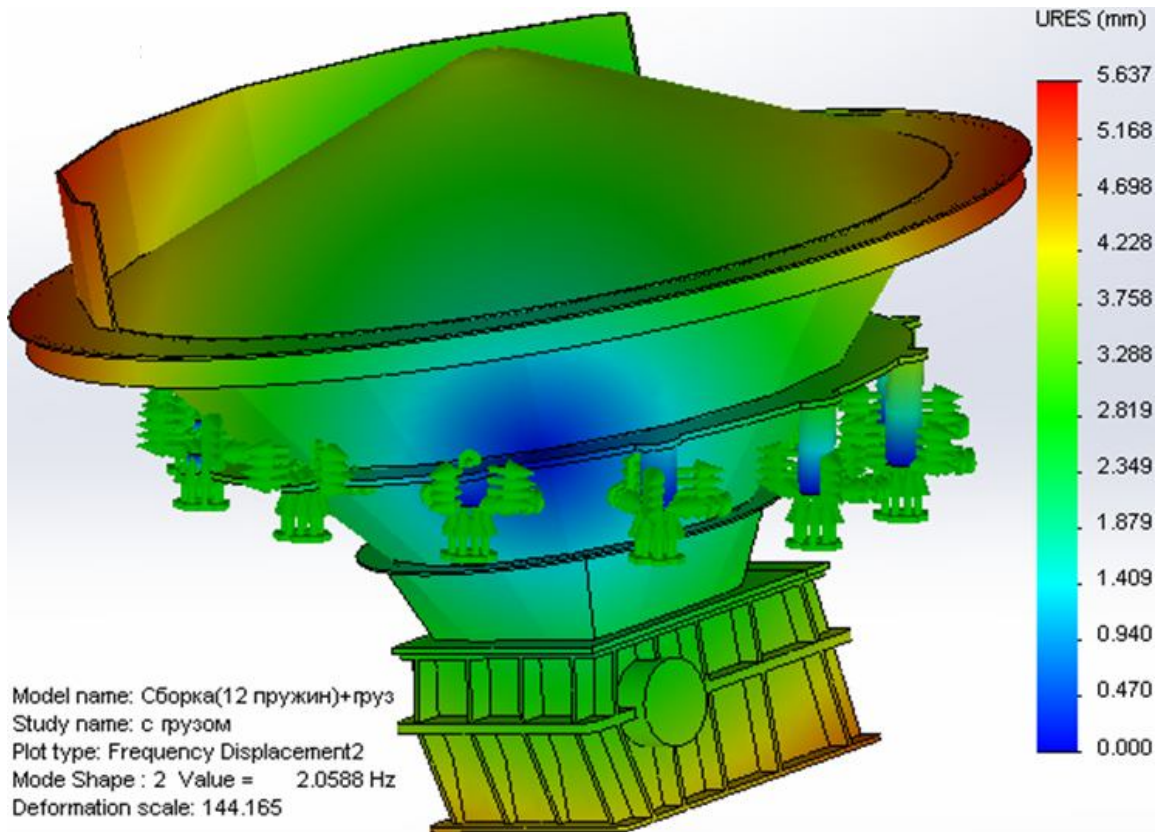


Рис. 3. Колебания бункера с максимальным грузом

Определим собственную частоту колебаний бункера для различных схем заполнения бункера. Расчет производится с учетом постоянного веса бункера и дробилки-питателя, что крепится на него, $m_1 = 52,5$ т., а так же с учетом максимальной загрузки бункера – $m_2 = 132,5$ т.

Расчетная частота колебаний, Гц

$$\omega_1 = \frac{\sqrt{\frac{c_0 \cdot n}{m}}}{2 \cdot \pi}, \quad (1)$$

где n – количество пружин, шт; m – масса подвижных в поступательном движении частей БПС, кг.

Частота колебаний порожнего бункера

$$\omega_1 = \frac{\sqrt{\frac{c_0 \cdot n}{m_1}}}{2 \cdot \pi} = \frac{\sqrt{\frac{1680000 \cdot 12}{52500}}}{2 \cdot 3,14} = 3,12 \text{ Гц}.$$

Частота колебаний бункера с породой:

$$\omega_2 = \frac{\sqrt{\frac{c_0 \cdot n}{m_2}}}{2 \cdot \pi} = \frac{\sqrt{\frac{1680000 \cdot 12}{132500}}}{2 \cdot 3,14} = 1,96 \text{ Гц}.$$

Найденные частоты использовались для тестирования созданной расчетной конечно-элементной модели. Максимальная погрешность не превысила 8 %.

Выполним анализ динамики работы питателя при падении породы.

Для получения значения ускорения бункера-питателя необходимо определить контактную силу и время контакта при падении куска породы в бункер с высоты 7 м. Создана упрощенная модель (рис. 4) для исследования в SolidWorks Motion. Между упрощенной моделью рамы (см. рисунок 4, п. 1) и моделью бункера (рисунок 4, п. 2) установлена пружина с суммарной жесткостью равной $c_0 \cdot n$. Порода (рис. 4, п. 3) соответствует максимальному куску песка размером до 500 мм – в зимнее время года. Результат отображен на рисунке 5 с силой противодействия $F = 313000$ Н и временем контакта $t = 0,02$ с.

Расчет ускорения бункера с помощью SolidWorks Simulation.

Полученные результаты в SolidWorks Motion используем в SolidWorks Simulation Linear Dynamic для получения значения ускорения бункера.

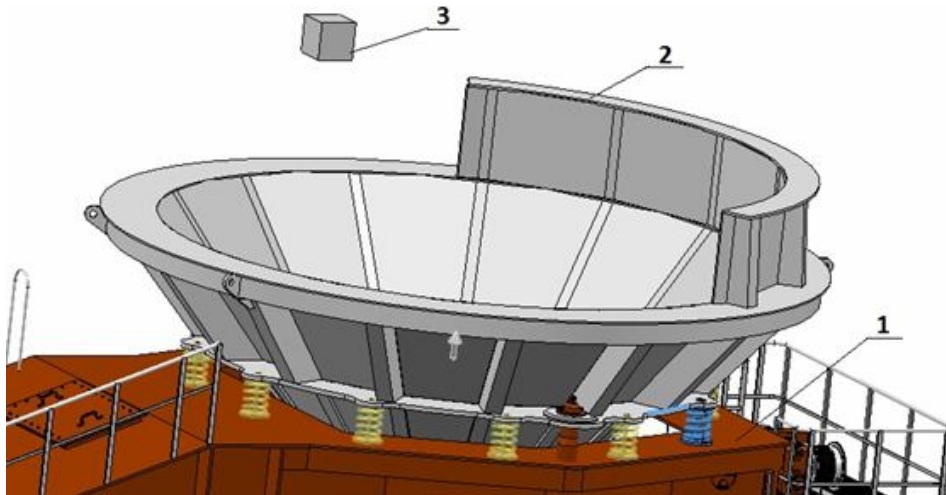
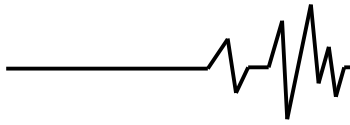


Рис. 4. Расчетная модель для анализа динамики работы

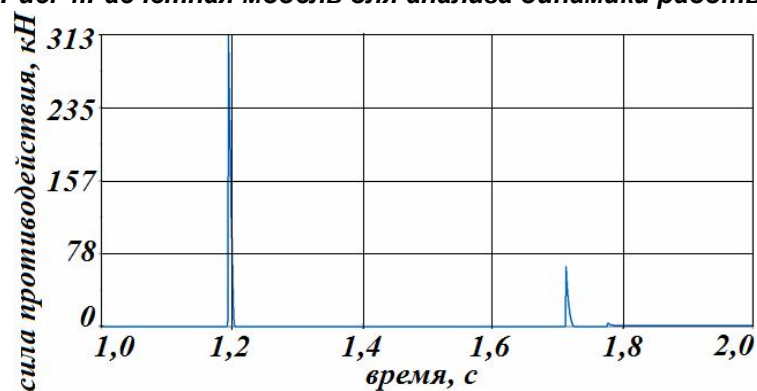


Рис. 5. Сила противодействия при установке на пружинах

На внутренней поверхности бункера с помощью линии разъема создано место контакта породы и бункера, к которому приложена сила $F = 313000 \text{ Н}$ и временем

контакта $t = 0,02 \text{ с}$. Цилиндры фиксируются аналогично частотному расчету. Тип сетки – сетка на твердом теле. Граничные условия и результаты расчета приведены на рис. 6.

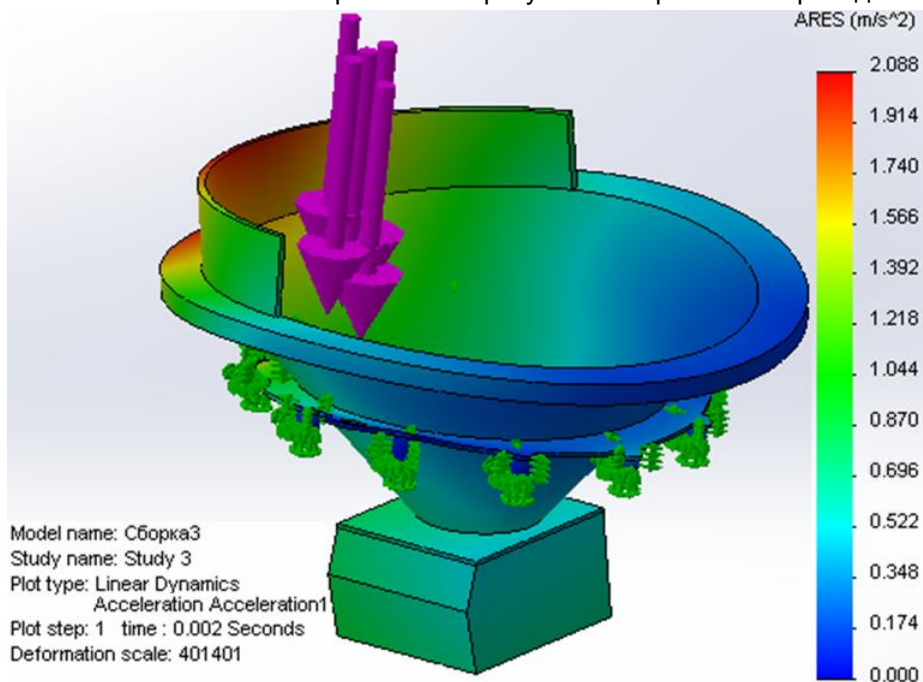
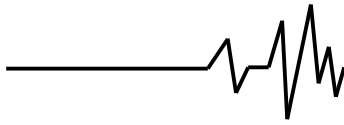


Рис. 6. Ускорение при установке на пружинах



Проведем исследование зависимости коэффициента динамичности от жесткости амортизатора в диапазоне $0,5c_0 \dots 3c_0$. Результат – на рис. 7. Здесь представлены экспериментально полученные данные (обозначено точками), что дает основание предположить существование логарифмической зависимости между

коэффициентом динамичности k и жесткостью амортизатора c с достоверностью 0,97 (зависимость изображена на рисунке сплошной линией).

$$k(c) = 0,112 \ln(c/c_0) - 0,206. \quad (2)$$

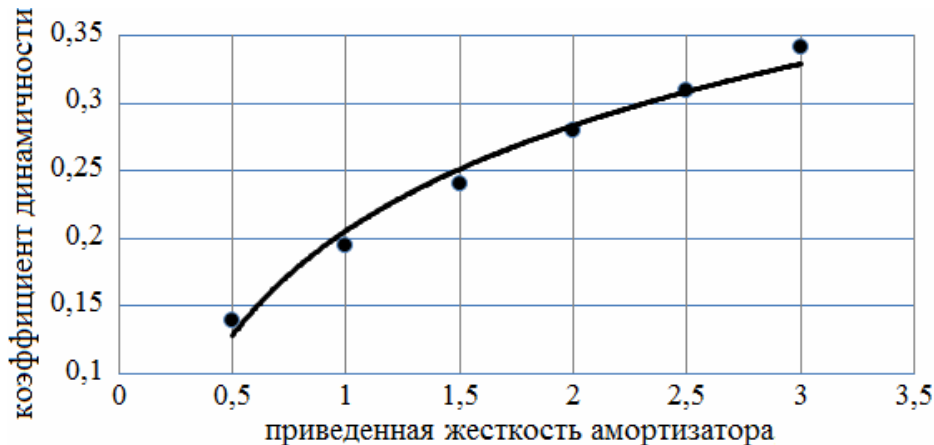


Рис. 7. Влияние жесткости амортизатора на коэффициент динамичности

Анализ полученных результатов приводит к выводу, что даже при увеличенной жесткости в 2 раза по сравнению с прототипом величина коэффициента динамичности недостаточна для проявления эффекта самоочистки. Поэтому целесообразно выбирать жесткость амортизатора минимальной, допустимой по конструктивным соображениям, для снижения динамических нагрузок в раме БПС. Эффект самоочистки возможен при установке дополнительных малогабаритных высокочастотных вибраторов на бункере БСП.

Выводы

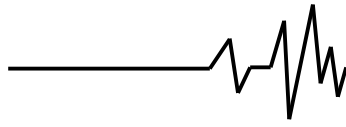
1. Разработана динамическая модель БПС позволяющая определить собственные частоты колебаний с погрешностью менее 8%.
2. Доказано, что жесткость амортизатора должна быть минимальной, выбранной из конструктивных соображений, для увеличения долговечности конструкции БПС.
3. Рекомендовано установку дополнительных малогабаритных высокочастотных вибраторов на бункере БСП для самоочистки бункера.

Список использованных источников

1. Панченко Е.В. Исследование влияния параметров бункера на упругие характеристики машины БПС-940 / Е.В. Панченко, С.Н. Стариков // Матер. наук.-практ. конф. «Наукова весна-2013» – Д.: НГУ, 2013 – С. 109-110.
2. Франчук В.П. Совершенствование конструкций грохотов и сит для горнорудной промышленности / В.И. Ляшенко, В.З. Дятчин, В.П. Франчук // Горный журнал. – 2010. – № 11. – С. 60 – 62.
3. Кривцов И.П. Погрузочно-разгрузочные работы на транспорте / И.П. Кривцов. – М.: Транспорт, 1985. – 198с.

Список источников в транслитерации

1. Panchenko E.V. Issledovanie vliyaniya parametrov bunkera na uprugie kharakteristiki mashiny BPS-940 / E.V. Panchenko, S.N. Starikov // Mater. nauk.-prakt. konf. "Naukova vesna-2013" – D.: NGU, 2013 – С. 109–110.
2. Franchuk V.P. Sovershenstvovanie konstruktсий grokhotov I sit dlya gornorudnoy promyshlennosti / V.I. Lyashenko, V.Z. Dyatchin, V.P. Franchuk // Gorniyzhurnal. – 2010. – № 11. – S. 60 – 62.



3. Krivtsov I.P. Pogruzochno-razgruzochnye raboty na transporte / I.P. Krivtsov. – M.: Transport, 1985. – 198 s.

МОДЕЛЬ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ БУНКЕРА-ЖИВИЛЬНИКА САМОХІДНОГО БПС-940 ТА ЇЇ АНАЛІЗ

Анотація. Розроблено динамічну модель бункера-живильника самохідного, що дозволяє визначити власні частоти коливань із погрешністю менш ніж 8%. Досліджено динамічні процеси, що протікають у живильнику при падінні максимально можливого шматка породи. Доведено, що для збільшення довговічності конструкції живильника жорсткість амортизатора повинна бути мінімальною, обраною з конструктивних міркувань. Рекомендовано установлення додаткових малогабаритних високочастотних вібраторів на бункері живильника для його самоочистки.

Ключові слова: бункер-живильник самохідний, власні частоти, SolidWorks Simulation, SolidWorks Motion.

DESIGN AND ANALYSIS OF THE OSCILLATING SYSTEM'S OF SELF- PROPELLED FEEDING BIN BPS-940

Annotation. Self-propelled feeding bin dynamic model which allows defining the natural vibration frequencies with an error of less than 8% is developed. Dynamic processes proceeding in the feeder when maximum possible piece of rock is falling are investigated. It is shown that for increasing the durability of feeder's construction the rigidity of shock absorber must be minimal and selected from structural considerations. Recommendations about installation of additional small-size high-frequency vibrators on the feeder bin for self-cleaning are given.

Key words: self-propelled feeding bin, natural frequencies SolidWorks Simulation, SolidWorks Motion.