

УДК 621(825.5/.7+926)+534.1

doi: 10.18698/0536-1044-2023-12-28-37

Анализ динамики и усовершенствование конструкции привода четырехвалковой дробилки

Р.С. Мележик, Д.А. Власенко

ФГБОУ ВО «Донбасский государственный технический университет»

Dynamics analysis and improvement of the four-roll crusher drive design

R.S. Melezhhik, D.A. Vlasenko

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Donbass State Technical University

Исследована передача вибраций от рабочего органа на элементы привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 в процессе фракционной подготовки твердого топлива в условиях агломерационного цеха. Разработана конечно-элементная модель привода четырехвалковой дробилки в программном комплексе SolidWorks. С помощью линейных динамических исследований, выполненных на базе метода модального анализа временной диаграммы динамических нагрузок, рассчитаны вибрационные перемещения, скорости и ускорения на корпусах подшипниковых опор вала, внешнем кольце подшипника тихоходного вала редуктора и бобышке подшипниковой опоры тихоходного вала редуктора при использовании в приводе дробилки муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа и муфты зубчатой. В условиях агломерационного цеха Филиала № 1 «Алчевский металлургический комбинат» ООО «Южный горно-металлургический комплекс» проведены экспериментальные исследования вибрационных характеристик рабочих органов дробилки ДЧГ 900×700 при дроблении твердого топлива. Результаты экспериментального исследования подтвердили адекватность разработанной компьютерной модели (средняя относительная погрешность составила 19,6 %). Обосновано снижение коэффициентов передачи виброперемещения в 1,85 раз, виброскорости в 1,82 раза и виброускорения в 2,05 раз при использовании пальцевой муфты с эластичным элементом дискового типа вместо зубчатой.

Ключевые слова: четырехвалковая дробилка, динамические нагрузки, вибрационные характеристики, демпфирующая муфта, эластичный элемент дискового типа, коэффициент передачи вибрации

The paper analyzed vibration transmission to the drive elements of the DChG 900×700 four-roll crusher from the working body during the solid fuel fractional preparation in the sintering shop. A finite element model of the four-roll crusher drive was developed in the SolidWorks software package. The linear dynamic studies were performed on the basis of the method of modal analysis of the dynamic loads time diagram. They made it possible to calculate vibration displacements, rates and accelerations on the roll bearing support housings, outer ring of the low-speed gearbox shaft bearing and bearing boss of the low-speed shaft when using a pin coupling with the elastic disk-type element and a gear coupling in the crusher drive. In conditions of the sintering shop of Branch No. 1 "Alchevsk Metallurgical Plant", LLC "Southern Mining and Metallurgical Complex", experimental studies were carried out on vibration characteristics of the DChG 900×700 crusher working bodies when crushing the solid fuel. Results of the experimental study confirmed adequacy of the developed computer model (the average relative error was 19.6%). Decrease in the vibration

transmission coefficients was justified: vibration displacement — by 1.85 times, vibration rate — by 1.82 times and vibration acceleration — by 2.05 times, when using a finger coupling with the disk-type elastic element instead of the gear one.

Keywords: four-roll crusher, dynamic loads, vibration characteristics, damping coupling, elastic disc-type element, vibration transfer coefficient

Благодаря высокой стабильности фракционно-го состава готового продукта, относительной простоте конструкции и технического обслуживания, надежности и эффективности четырехвалковые дробилки ДЧГ 900×700 получили широкое применение при фракционной подготовке твердого топлива в агломерационном производстве [1].

Однако дробилки такого типа обладают существенным недостатком: в процессе дробления возникают динамические нагрузки, которые воздействуют на рабочие органы и отрицательно влияют на работоспособность дробильного оборудования, снижая его эксплуатационную надежность и долговечность [2–6]. Указанные динамические нагрузки через исполнительный орган передаются на рабочие узлы и механизмы привода и носят случайный характер, что негативно сказывается на эксплуатационных показателях привода и дробилки в целом.

Это связано с тем, что применяемые в дробильных машинах зубчатые муфты не обладают необходимыми демпфирующими способностями и в недостаточной степени компенсируют ударно-переменные нагрузки, вследствие чего срок службы муфты и отдельных узлов привода не превышает 3...9 месяцев [7].

Для повышения срока службы элементов привода и снижения разрушительного влияния динамических нагрузок на отдельные узлы и механизмы дробилки рекомендуется использовать компенсирующие муфты, способные работать в тяжелых условиях и обладающие необходимой демпфирующей способностью.

На сегодняшний день существует много разновидностей и конструкций компенсирующих муфт. Однако некоторые из них, обладая относительно высокими демпфирующими способностями, не могут передавать требуемый крутящий момент, другие, напротив, могут передавать высокие крутящие моменты, но имеют малые демпфирующие свойства. Часть из них требует значительных изменений в конструкции привода или отличается относительно высокая цена и сложность в эксплуатации.

В приводе валковых дробилок предлагается применять муфту пальцевую с эластичным элементом дискового типа (МПЭЭДТ), который изготовлен из резинокордного материала, представляющего собой чередующиеся слои резины и кордной ткани [8–10]. Такая муфта способна передавать необходимый крутящий момент [8] и эффективно демпфировать ударные нагрузки.

Цель работы — исследование динамики рабочих органов и технико-эксплуатационных показателей четырехвалковой дробилки для сравнения вибрационных показателей работы ее привода при использовании МПЭЭДТ и муфты зубчатой в условиях ударных нагрузок.

Для решения поставленной цели должны быть решены следующие задачи: исследование вибрационных характеристик привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 при использовании муфты зубчатой и МПЭЭДТ с помощью конечно-элементного метода; обоснование эффективности применения предлагаемой муфты в приводе дробильной машины; экспериментальное подтверждение полученных результатов исследований в производственных условиях агломерационного цеха Филиала № 1 «Алчевский металлургический комбинат» ООО «Южный горно-металлургический комплекс» (Филиал № 1 «АМК» ООО «ЮГМК»).

Метод математического исследования. Для моделирования условий нагружения и обоснования применения МПЭЭДТ использован конечно-элементный метод расчета вибрационных характеристик с применением программного комплекса SolidWorks, в котором создавались твердотельные модели элементов привода и рабочего органа дробильной машины в масштабе 1:1.

В процессе моделирования сравнивались условия нагружения привода от действия сил дробления при использовании муфты зубчатой (МЗ № 8) [9] и МПЭЭДТ [10] с наружным диаметром эластичного элемента 0,51 м (рис. 1).

Для деталей редуктора и вала выбрали сталь с модулем упругости $1,9 \cdot 10^5$ МПа, коэф-

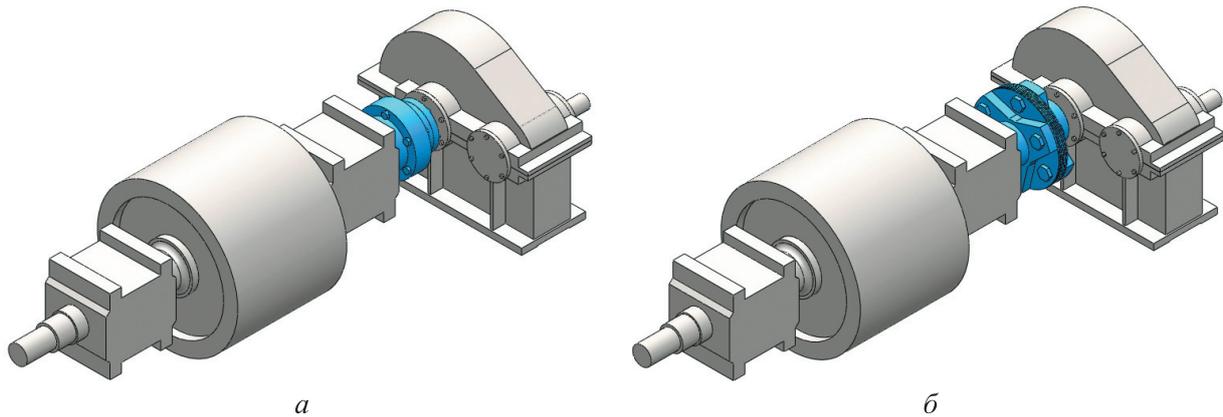


Рис. 1. Твёрдые модели привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 с МЗ № 8 (а) и МПЭЭДТ (б)

коэффициентом Пуассона 0,29 и модулем сдвига $7,5 \cdot 10^4$ МПа, для эластичного элемента — кордную ткань с модулем упругости $2 \cdot 10^3$ МПа, коэффициентом Пуассона 0,1, модулем сдвига 285 МПа и резину с модулем упругости 5 МПа, коэффициентом Пуассона 0,5 и модулем сдвига 0,6 МПа.

Исследуемые муфты имеют близкие конструктивно-технические параметры, при этом у МПЭЭДТ радиальная жесткость в 5,8 раза меньше, чем у МЗ № 8, что способствует снижению негативного влияния динамических нагрузок на надежность и долговечность элементов привода [7].

Для моделирования нагружения и определения вибрационных характеристик привода использовалась программа анализа проектирования SolidWorks Simulation [11]. Для изучения динамики системы валок — привод проводились линейные динамические исследования на базе метода модального анализа временной диаграммы динамических нагрузок.

Этот метод позволяет моделировать ударные (импульсные) нагрузки, общие изменяющиеся во времени нагрузки (периодические

или неперiodические), движения опор (перемещение, скорость или ускорение, приложенные к выбранным опорам неравномерно) [12].

В свойствах исследования выбиралось количество частот, равное 15, с заданными динамическими параметрами (время начала — 0 с, время окончания — 0,23 с, временной инкремент — 0,01 с).

Далее задавались условия контакта: для всех компонентов сборки был выбран глобальный контакт. Модель жестко закреплялась у основания редуктора, а корпусам подшипниковых опор (ПО) валка задавалась одна степень свободы — возможность перемещаться перпендикулярно оси валка. Нагрузка прилагалась к корпусам ПО валка с вариацией во времени, после чего создавалась стандартная сетка с высокой плотностью и четырьмя точками Якобиана [13] (рис. 2).

В ходе расчетного анализа проводилось пять отдельных исследований, в которых суммарная нагрузка, прилагаемая к корпусам ПО валка, изменялась в диапазоне 30...150 кН с шагом 30 кН.

В результате исследования получены спектры вибрационных характеристик, передаваемых от рабочего органа на элементы привода дробилки. В качестве примера на рис. 3 приведены спектры результирующих виброперемещений, виброскоростей и виброускорений МЗ № 8 и МПЭЭДТ при нагрузке 150 кН. Измерения выполнялись в четырех точках: на корпусе ПО валка с холостой стороны, на корпусе ПО валка с приводной стороны, на внешнем кольце подшипника и бобышке ПО тихоходного вала редуктора.

Для сравнения вибрационных характеристик МЗ № 8 и МПЭЭДТ использовалось их

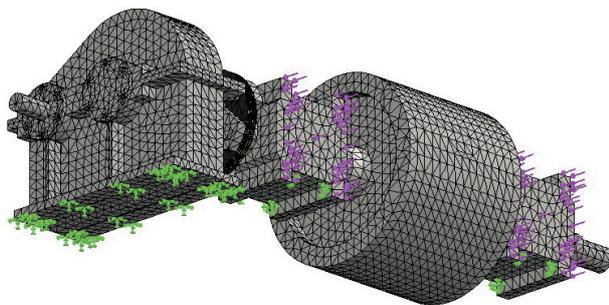


Рис. 2. Твёрдая модель привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 с приложенной нагрузкой, креплениями и сеткой

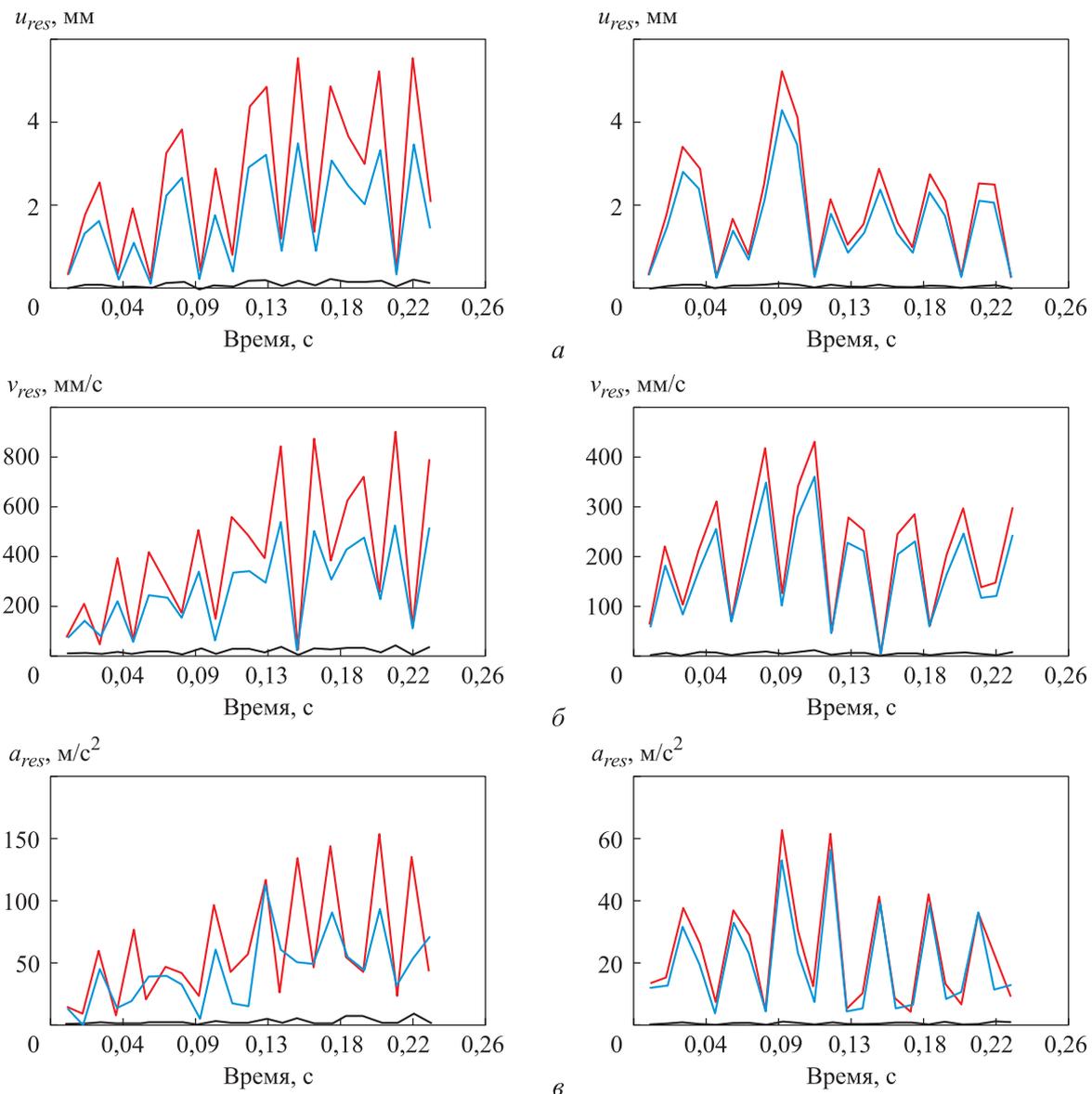


Рис. 3. Спектры результирующих виброперемещений u_{res} (а), виброскоростей v_{res} (б) и виброускорений a_{res} (в) МЗ № 8 (слева) и МПЭЭДТ (справа) при нагрузке 150 кН:
 — и — на корпусе ПО вала с холостой и приводной стороны соответственно;
 — — на внешнем кольце подшипника и бобышке ПО тихоходного вала редуктора

среднее квадратичное значение [14], определяемое как

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n}},$$

где x_i — значение вибрационной характеристики; n — количество измерений.

Результаты измерения вибрационных характеристик МЗ № 8 и МПЭЭДТ при нагрузке 150 кН в среде SolidWorks приведены в табл. 1.

Анализ полученных результатов показал, что при применении МПЭЭД вместо МЗ № 8

виброперемещение в среднем снижается в 1,60 раз, виброскорость — в 2,39 раза, виброускорение — в 3,28 раза.

Так как у внешнего кольца подшипника и бобышки ПО тихоходного вала редуктора значения вибрационных характеристик практически одинаковые, в дальнейших исследованиях фиксировались показания непосредственно на бобышке.

Для анализа вибрационных характеристик МПЭЭДТ и МЗ № 8 использован коэффициент передачи вибрации, характеризующий величину динамического воздействия источника коле-

Таблица 1

**Результаты измерения вибрационных характеристик МЗ № 8 и МПЭЭДТ
при нагрузке 150 кН в среде SolidWorks**

Объект измерения	Виброперемещение, мм	Виброскорость, мм/с	Виброускорение, м/с ²
Корпус ПО валка с холостой стороны	3,23/2,28	491,17/234,42	76,81/28,72
Корпус ПО валка с приводной стороны	2,10/1,91	314,20/182,23	52,67/25,05
Внешнее кольцо подшипника тихоходного вала редуктора	0,13/0,06	19,47/5,69	3,77/0,74
Бобышка ПО тихоходного вала редуктора	0,13/0,06	19,08/5,68	3,72/0,73

Примечание. В числителе дроби указаны значения для МЗ № 8, в знаменателе — для МПЭЭДТ.

баний на защищаемый объект и равный отношению амплитуды виброперемещения x , виброскорости v и виброускорения a защищаемого объекта или действующей на него сил к соответствующему параметру источника вибрации [6]:

$$k_{\text{п}} = \frac{x}{x_0} = \frac{v}{v_0} = \frac{a}{a_0},$$

где x_0 , v_0 и a_0 — виброперемещение, виброскорость и виброускорение источника вибрации соответственно.

Зависимости коэффициента передачи вибрации от валка к ПО тихоходного вала редуктора

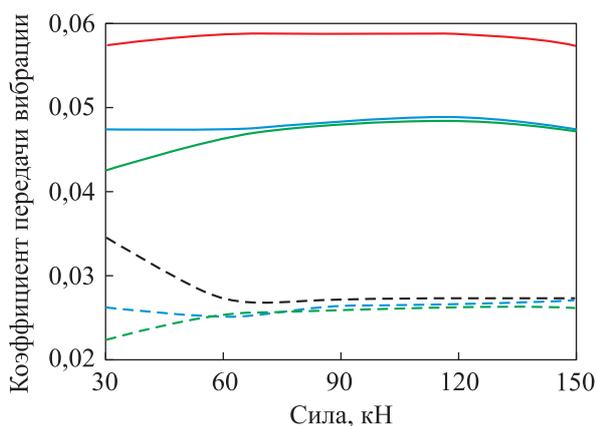


Рис. 4. Зависимости коэффициента передачи вибрации от валка к ПО тихоходного вала редуктора от силы дробления при использовании в приводе МЗ № 8 (сплошные линии) и МПЭЭДТ (штриховые линии):

- и - - - виброперемещения;
- и - - - виброскорости;
- и - - - виброускорения

тора от силы дробления при использовании в приводе МЗ № 8 и МПЭЭДТ приведены на рис. 4. Видно, что по сравнению с МЗ № 8 у МПЭЭДТ коэффициенты передачи вибрации снижаются: виброперемещения — в 1,81–1,91 раза, виброскорости — в 1,74–1,88 раз и виброускорения — в 1,67–2,15 раз.

Методология, методы, приборы, устройства и оборудование, применяемые для проведения экспериментальных исследований. Для подтверждения адекватности разработанной компьютерной модели проведены экспериментальные исследования по определению вибрационных характеристик (виброперемещения, виброскорости, виброускорения) при работе четырехвалковой дробилки с использованием в приводе МЗ № 8 и МПЭЭДТ (с наружным диаметром эластичного элемента $D = 0,51$ м, шириной $B = 0,36$ м и номинальным вращающим моментом $M = 25$ кН·м) в производственных условиях агломерационного цеха Филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК».

Для измерения вибрационных характеристик в процессе дробления применен двухканальный переносной цифровой анализатор, коллектор данных и балансировочный прибор «Кварц 2» [15] (рис. 5, а) с использованием датчика вибрации АС-102-1А, установочного магнита для датчика для неровных поверхностей в приводе четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 (рис. 5, б).

Вибрационные характеристики определяли (в соответствии с критерием Вальда [16]) в процессе дробления кокса сухого тушения, так



а



б

Рис. 5. Внешний вид прибора «Кварц 2» (а) и четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 (б)

как при измельчении такого топлива динамические нагрузки принимают наибольшие значения, составляющие $F = 136,2$ кН [17, 18].

Для измерения вибрационных характеристик применяли метод контроля состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях [19]. Измерения проводили на трех элементах: корпусе ПО валка с холостой стороны, на корпусе ПО валка со стороны привода и на бобышке ПО тихоходного вала редуктора (рис. 6 и 7).

Выбор указанных точек для фиксирования показаний обусловлен невозможностью установки вибрационного датчика и установочного магнита на вращающихся поверхностях, а также нарушением техники безопасности и эксплуатации оборудования. Измерение каждого показателя вибрационных характеристик осуществляли в течение 30 с. В каждом эксперименте измерения повторяли пять раз.

Результаты измерений фиксировали в режиме реального времени на дисплее прибора «Кварц 2» (рис. 8).

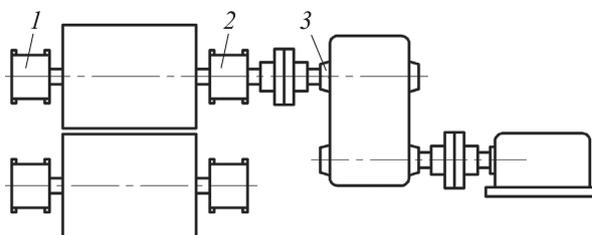


Рис. 6. Схема установки измерительных датчиков на рабочих узлах четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700:

1 и 2 — корпус ПО валка с холостой и приводной стороны соответственно;
3 — бобышка ПО тихоходного вала редуктора

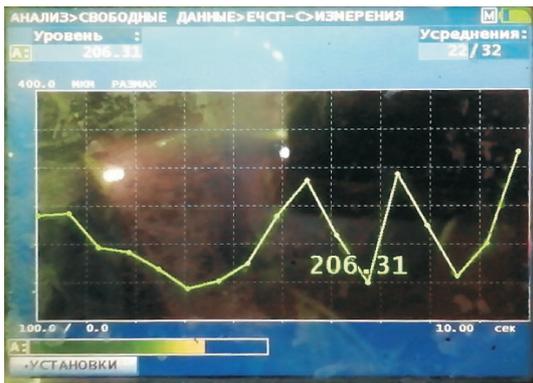


а

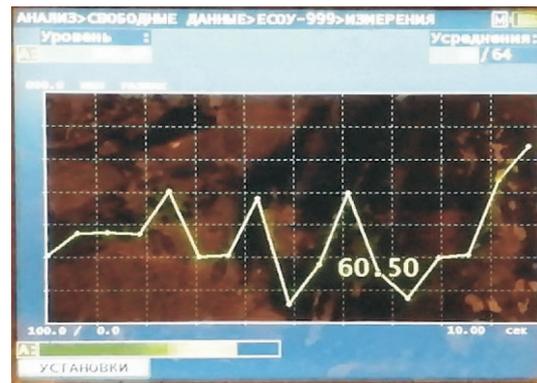


б

Рис. 7. Внешний вид измерительных датчиков, установленных на корпусе ПО валка (а) и бобышке ПО тихоходного вала редуктора (б)



а



б



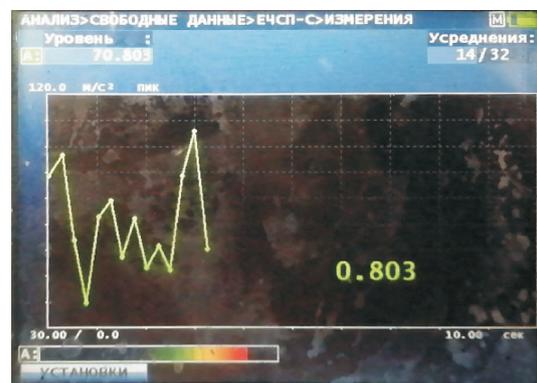
в



г



д



е

Рис. 8. Результаты измерения виброперемещений (а, б), виброскоростей (в, г) и виброускорений (д, е) МЗ № 8 (а, в, д) и МПЭЭДТ (б, г, е) прибором «Кварц 2» на бобышке ПО тихоходного вала редуктора

Результаты экспериментальных исследований. Результаты измерения вибрационных характеристик МЗ № 8 и МПЭЭДТ, полученные экспериментальным путем, приведены в табл. 2.

На основании статистического анализа экспериментальных данных установлено, что все измеренные значения попадают в доверительный интервал (при доверительной вероятности $\alpha = 0,99$ и количестве повторений $n = 5$) [20],

что с достаточной степенью подтверждает достоверность полученных результатов.

Средняя относительная погрешность вибрационных характеристик, вычисленных с помощью математической модели и полученных в производственных условиях, составила 19,6%. Это свидетельствует о достаточной сходимости расчетных и экспериментальных данных и подтверждает адекватность разработанной математической модели.

Таблица 2

**Результаты измерения вибрационных характеристик МЗ № 8 и МПЭЭДТ,
полученные экспериментальным путем**

Объект измерения	Виброперемещение, мм	Виброскорость, мм/с	Виброускорение, м/с ²
Корпус ПО валка с холостой стороны	4,31/2,69	524,76/223,01	83,29/34,97
Корпус ПО валка с приводной стороны	3,69/2,23	426,31/191,14	69,41/33,18
Бобышка ПО тихоходного вала редуктора	0,21/0,06	24,91/6,77	5,13/0,94

Примечание. В числителе дроби указаны значения для МЗ № 8, в знаменателе — для МПЭЭДТ.

Выводы

1. Разработана компьютерная конечно-элементная модель привода четырехвалковой дробилки, на базе которой выполнен анализ его динамики. Установлено, что по сравнению с МЗ № 8 у МПЭЭДТ коэффициенты передачи вибрационных характеристик в среднем меньше: виброперемещения — в 1,85 раз, виброскорости — в 1,82 раза, виброускорения — в 2,05 раз.

2. Проведены экспериментальные исследования динамики привода четырехвалковой дробилки, измельчавшей твердое топливо в

производственных условиях агломерационного цеха Филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК». Полученные результаты достаточно хорошо совпадают с данными компьютерного моделирования, что подтверждает адекватность разработанной модели.

3. Предварительные технические оценки показывают перспективность применения МПЭЭДТ в приводе дробильного оборудования для совершенствования его конструкции с целью повышения долговечности отдельных узлов и элементов привода.

Литература

- [1] Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. *Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации*. Москва, Машиностроение, 1990. 320 с.
- [2] Hibbeler R.C. *Engineering mechanics. Statics & dynamics*. Pearson, 2016. 1469 p.
- [3] Beer F.P., Johnston E.R., Mazurek D.F. *Vector mechanics for engineers. Statics. Dynamics*. McGraw-Hill, 2018. 1504 p.
- [4] Гольдман А.А., Монастырский В.Ф., Двойченкова Г.П. и др. *Динамика и прочность горных машин*. Москва, Флинта, 2016. 230 с.
- [5] Ruina A., Pratap R. *Introduction to statics and dynamics*. Oxford University Press, 2019. 1218 p.
- [6] Ковалевская Т.А., Комарь Е.В., Еньшина Н.А. *Теоретическая механика. Динамика*. Томск, ТГАСУ, 2019. 290 с.
- [7] Жильцов А.П., Мележик Р.С., Власенко Д.А. и др. Обоснование параметров и промышленное освоение упругой пальцевой муфты с эластичным элементом дискового типа в приводе четырехвалковой дробилки. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 12, с. 3–13, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-12-3-13>
- [8] Мележик Р.С., Власенко Д.А. Моделирование нагрузки и обоснование конструктивных параметров упругой пальцевой муфты с эластичным элементом дискового типа. *Горные науки и технологии*, 2021, т. 6, № 2, с. 128–135, doi: <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2021-2-128-135>
- [9] ГОСТ 5006–55. *Муфты зубчатые общего назначения*. Москва, Изд-во стандартов, 1955. 12 с.
- [10] Мележик Р.С., Власенко Д.А., Жильцов А.П. и др. *Муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа*. Патент РФ 210721. Заявл. 17.05.2021, опубл. 28.04.2022.

- [11] Прохоренко В.П. *SolidWorks. Практическое руководство*. Москва, Бином–Пресс, 2004. 448 с.
- [12] Выполнение линейного динамического анализа. *help.solidworks.com: веб-сайт*. URL: https://help.solidworks.com/2012/russian/SolidWorks/cworks/Performing_Linear_Dynamic_Analysis.htm (дата обращения: 28.03.2023).
- [13] Проверка качества сетки. *help.solidworks.com: веб-сайт*. URL: https://help.solidworks.com/2014/RUSSIAN/SolidWorks/cworks/c_Mesh_Quality_Checks.htm (дата обращения: 28.03.2023).
- [14] Ивович В.А., Онищенко В.Я. *Защита от вибрации в машиностроении*. Москва, Машиностроение, 1990. 272 с.
- [15] ТУ 4277-076-54981193–15. *Прибор виброизмерительный «Кварц 2». Серийный выпуск*. Москва, Диамех, 2016. 136 с.
- [16] Бродецкий Г.Л. *Системный анализ в логистике. Выбор в условиях неопределенности*. Москва, Academia, 2010. 336 с.
- [17] Власенко Д.А. *Развитие теории процессов дробления и практика совершенствования валковых дробилок с гладкими и рифлеными валками*. Алчевск, ДонГТИ, 2022. 172 с.
- [18] Власенко Д.А. Уточненная методика определения энергосиловых параметров процесса измельчения в валковых дробилках. *Вестник ДонНТУ*, 2020, № 3, с. 3–9.
- [19] ГОСТ ИСО 10816-1-97. *Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования*. Москва, Изд-во стандартов, 1998. 16 с.
- [20] Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. *Обработка результатов наблюдений*. Москва, Наука, 1970. 104 с.

References

- [1] Klushantsev B.V., Kosarev A.I., Muzyemnek Yu.A. *Drobilki. Konstruktsiya, raschet, osobennosti ekspluatatsii* [Crushers. Design, calculation, peculiarities of operation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 320 p. (In Russ.).
- [2] Hibbeler R.C. *Engineering mechanics. Statics & dynamics*. Pearson, 2016. 1469 p.
- [3] Beer F.P., Johnston E.R., Mazurek D.F. *Vector mechanics for engineers. Statics. Dynamics*. McGraw-Hill, 2018. 1504 p.
- [4] Goldman A.A., Monastyrskiy V.F., Dvoychenkova G.P. et al. *Dinamika i prochnost gornykh mashin* [Dynamics and strength of mining machines]. Moscow, Flinta Publ., 2016. 230 p. (In Russ.).
- [5] Ruina A., Pratap R. *Introduction to statics and dynamics*. Oxford University Press, 2019. 1218 p.
- [6] Kovalevskaya T.A., Komar E.V., Enshina N.A. *Teoreticheskaya mekhanika. Dinamika* [Theoretical Mechanics. Dynamics.]. Tomsk, TGASU Publ., 2019. 290 p. (In Russ.).
- [7] Zhiltsov A.P., Melezhik R.S., Vlasenko D.A. et al. Justification of parameters and industrial application of the resilient finger coupling with elastic disc-type element in the four-roll crusher drive. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 12, pp. 3–13, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-12-3-13> (In Russ.).
- [8] Melezhik R.S., Vlasenko D.A. Load simulation and substantiation of design values of a pin flexible coupling with a flexible disk-type element. *Gornye nauki i tekhnologii* [Mining Science and Technology], 2021, vol. 6, no. 2, pp. 128–135, doi: <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2021-2-128-135> (In Russ.).
- [9] GOST 5006–55. *Mufty zubchatye obshchego naznacheniya* [State standard GOST 5006–55. General-purpose gear couplings]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1955. 12 p. (In Russ.).
- [10] Melezhik R.S., Vlasenko D.A., Zhiltsov A.P. et al. *Mufta paltsevaya s elastichnym elementom diskovogo tipa* [Pin coupling with elastic disk-type element]. Patent RU 210721. Appl. 17.05.2021, publ. 28.04.2022. (In Russ.).
- [11] Prokhorenko V.P. *SolidWorks. Prakticheskoe rukovodstvo* [SolidWorks. Practical guide]. Moscow, Binom–Press Publ., 2004. 448 p. (In Russ.).
- [12] Vypolnenie lineynogo dinamicheskogo analiza [Performing linear dynamic analysis]. *help.solidworks.com: website*. URL: <https://help.solidworks.com/2012/russian/>

- SolidWorks/cworks/Performing_Linear_Dynamic_Analysis.htm (accessed: 28.03.2023). (In Russ.).
- [13] Proverka kachestva setki [Mesh quality check]. *help.solidworks.com: website*. URL: https://help.solidworks.com/2014/RUSSIAN/SolidWorks/cworks/c_Mesh_Quality_Checks.htm (accessed: 28.03.2023). (In Russ.).
- [14] Iovovich V.A., Onishchenko V.Ya. *Zashchita ot vibratsii v mashinostroenii* [Protection from vibration in mechanical engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 272 p. (In Russ.).
- [15] TU 4277-076-54981193–15. *Pribor vibroizmeritelnyy «Kvarts 2». Seriyyny vypusk* [Technical conditions TU 4277-076-54981193–15. "Kvartz 2" vibration-measuring device. Serial production.]. Moscow, Diamekh Publ., 2016. 136 p. (In Russ.).
- [16] Brodetskiy G.L. *Sistemnyy analiz v logistike. Vybor v usloviyakh neopredelennosti* [System analysis in logistics. Choice under uncertainty]. Moscow, Academia Publ., 2010. 336 p. (In Russ.).
- [17] Vlasenko D.A. *Razvitie teorii protsessov drobleniya i praktika sovershenstvovaniya valkovykh drobilok s gladkimi i riflenymi valkami* [Development of theory of crushing processes and practice of improvement of roll crushers with smooth and fluted rolls]. Alchevsk, DonGTI Publ., 2022. 172 p. (In Russ.).
- [18] Vlasenko D.A. Refined method for determining energy-power parameters of the crushing process in roll crushers. *Vestnik DonNTU* [Vestnik Donetsk National Technical University], 2020, no. 3, pp. 3–9. (In Russ.).
- [19] GOST ISO 10816-1-97. *Vibratsiya. Kontrol sostoyaniya mashin po rezul'tatam izmereniy vibratsii na nevrashchayushchikhsya chastyakh. Chast 1. Obshchie trebovaniya* [State standard GOST ISO 10816-1-97. Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1. General guidelines]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1998. 16 p. (In Russ.).
- [20] Kassandrova O.N., Lebedev V.V. *Obrabotka rezul'tatov nablyudeniya* [Processing of observation results]. Moscow, Nauka Publ., 1970. 104 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 26.04.2023

Информация об авторах

МЕЛЕЖИК Руслан Сергеевич — аспирант, ассистент кафедры «Металлургические технологии». ФГБОУ ВО «Донбасский государственный технический университет» (94204, Алчевск, Российская Федерация, пр-т Ленина, д. 16, e-mail: ruslan.melezhik@yandex.ru).

ВЛАСЕНКО Дмитрий Алексеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлургические технологии». ФГБОУ ВО «Донбасский государственный технический университет» (94204, Алчевск, Российская Федерация, пр-т Ленина, д. 16, e-mail: vlsnkda@yandex.ru).

Information about the authors

MELEZHNIK Ruslan Sergeevich — Postgraduate, Assistant, Department of Metallurgical Technologies. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Donbass State Technical University (94204, Alchevsk, Russian Federation, Lenin Avenue, Bldg. 16, e-mail: ruslan.melezhik@yandex.ru).

VLASENKO Dmitry Alekseevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Metallurgical Technologies. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Donbass State Technical University (94204, Alchevsk, Russian Federation, Lenin Avenue, Bldg. 16, e-mail: vlsnkda@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Мележик Р.С., Власенко Д.А. Анализ динамики и усовершенствование конструкции привода четырехвалковой дробилки. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 12, с. 28–37, doi: 10.18698/0536-1044-2023-12-28-37

Please cite this article in English as:

Melezhik R.S., Vlasenko D.A. Dynamics analysis and improvement of the four-roll crusher drive design. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 12, pp. 28–37, doi: 10.18698/0536-1044-2023-12-28-37