

Машиностроение и машиноведение

УДК 621(825.5/.7+926)+539.37

doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-3-13

Обоснование параметров и промышленное освоение упругой пальцевой муфты с эластичным элементом дискового типа в приводе четырехвалковой дробилки

А.П. Жильцов¹, Р.С. Мележик², Д.А. Власенко²,
А.А. Харитоненко¹, А.В. Бочаров¹

¹ ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет»

² ГОУ ВО «Донбасский государственный технический университет»

Justification of Parameters and Industrial Application of the Resilient Finger Coupling with Elastic Disc-type Element in the Four-roll Crusher Drive

A.P. Zhiltsov¹, R.S. Melezhik², D.A. Vlasenko²,
A.A. Kharitonenko¹, A.V. Bocharov¹

¹ Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Lipetsk State Technical University

² State Educational Institution of Higher Education Donbass State Technical University

При эксплуатации механического оборудования возникают динамические нагрузки, приводящие к выходу из строя деталей, узлов и механизмов, что снижает его долговечность и надежность. Для фракционной подготовки шихтовых материалов в агломерационном производстве широко применяют четырехвалковые дробилки. Производственный опыт эксплуатации таких машин показывает, что ударные нагрузки, возникающие при разрушении материала между рабочими поверхностями валков, приводят к относительно быстрому выходу из строя элементов привода дробилки, в частности подшипников, шестерен, зубчатых колес и муфт, неспособных в полной мере воспринимать динамические нагрузки. На основе анализа различных муфт обосновано использование упругой пальцевой муфты с эластичным элементом дискового типа в приводе четырехвалковой дробилки. Такая муфта способна передавать относительно большие крутящие моменты и эффективно демпфировать значительные ударные нагрузки, возникающие при работе дробилки. На основании метода планирования центрального композиционного ротатбельного униформпланирования второго порядка и конечно-элементного метода расчета напряжений с применением системы автоматизированного проектирования предложено аналитическое выражение для определения крутящего момента в зависимости от диаметра центров отверстий под пальцы и ширины эластичного элемента с определенными физико-механическими свойствами, а также формула для вычисления суммарной ширины эластичного элемента дискового типа в зависимости от требуемого крутящего момента и диаметра центров отверстий под пальцы. Получены значения конструктивно-

технологических параметров пальцевой муфты с эластичным элементом дискового типа для условий реализации процесса дробления твердого топлива в дробилке ДЧГ 900×700 в условиях агломерационного цеха филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК». Проведены испытания и внедрение муфты данного типа в промышленных условиях.

Ключевые слова: агломерационное производство, четырехвалковая дробилка, динамические нагрузки, пальцевая муфта, эластичный элемент дискового типа, момент сопротивления

Dynamic loads appear in operation of the mechanical equipment leading to parts, assemblies and mechanisms failure reducing the mechanical equipment durability and reliability. Four-roll crushers are widely used in fractional preparation of charge materials in the agglomerate production. Production experience in such machines operation shows that shock loads arising from the material destruction between working surfaces of the rolls are leading to the relatively rapid failure of the crusher drive elements, in particular bearings, gears, gearwheels and couplings unable to completely absorb the dynamic loads. Based on analyzing various couplings, the use of a finger coupling with the elastic disk-type element was justified in the four-roll crusher drive. Such a coupling was able to transmit relatively high torques and to effectively damp significant shock loads that occur during the crusher operation. The method of planning the central composite rotatable uniform of the second order and the finite element method for calculating stresses using a computer-aided design system formed the basis and proposed an analytical expression to determine the torque depending on the hole diameter center for the fingers and the width of an elastic element with certain physical and mechanical properties, as well as the formula for calculating the total width of the disc-type elastic element from the required torque and the diameter of the hole centers for fingers. Values of the design and technological parameters of the finger coupling with the disc-type elastic element were obtained for the process of crushing solid fuel in the DChG 900×700 crusher under conditions of the sintering shop of the Branch No. 1 AMK of YuGMK LLC. Tests and implementation of this type of coupling in industrial conditions were carried out.

Keywords: sinter production, four-roll crusher, dynamic loads, finger coupling, disc-type elastic element, resistance modulus

Динамические нагрузки зарождаются под действием неуравновешенных сил и моментов, возникающих при неустановившемся движении масс в машинах с вращающимися частями и кривошипно-шатунными механизмами. В процессе работы эти нагрузки оказывают негативное влияние на работоспособность технологического оборудования [1–6]. Динамические нагрузки приводят к выходу из строя деталей, узлов и механизмов, снижая долговечность и эксплуатационную надежность машины [7–9].

В агломерационном цехе филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК» для фракционной подготовки твердого топлива применяют четырехвалковые дробилки ДЧГ 900×700 [10–13]. К достоинствам этих дробилок относятся достаточно высокая однородность фракционного состава готового продукта, относительная простота конструкции и технического обслуживания.

Однако относительно быстрый выход из строя элементов привода вследствие динамиче-

ских нагрузок, возникающих при разрушении материала между рабочими поверхностями валков [14], является одним из главных недостатков, сказывающихся на технико-экономических показателях дробилки.

В приводе четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 для передачи крутящего момента применены зубчатые муфты. Однако они не обладают необходимыми демпфирующими свойствами и плохо переносят ударно-переменные нагрузки, вследствие чего их срок службы не превышает 5...8 месяцев.

В научных работах [15–17], посвященных исследованию негативного влияния динамических нагрузок на узлы и механизмы оборудования, рассмотрены способы снижения их воздействия на дробильную машину и повышения ее срока службы. Одним из решений указанной проблемы является применение эластичных муфт разного типа. Эти муфты способны не только компенсировать радиальные и угловые

смещения, но и демпфировать ударные нагрузки, возникающие в процессе работы дробильного оборудования.

В настоящее время предложено достаточное количество муфт, работающих в условиях динамических нагрузок, однако при их использовании необходимо учитывать некоторые особенности [18]. Так, торообразные муфты имеют сравнительно высокие демпфирующие свойства, но вследствие значительных диаметральных размеров их применение в четырехвалковых дробилках невозможно без существенных изменений в конструкции привода и фундамента дробильной машины.

Лепестковые муфты позволяют работать со значительными вибрационными и ударными нагрузками, но возникающие при этом обрывы и ослабления креплений лепестков негативно сказываются на эксплуатационной надежности дробилки.

Благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены упругих элементов втулочно-пальцевые муфты могли бы стать альтернативой зубчатым муфтам, но пальцы при относительно малой толщине не смогут в полной мере обеспечить надежную работу привода в процессе дробления твердого топлива.

Муфты с упругой звездочкой редко применяются в дробильном оборудовании вследствие относительно малой компенсирующей способности. Использовать цепные муфты в условиях агломерационного производства нецелесообразно, так как их отдельные элементы подвержены высокому износу из-за агрессивной среды и ударных нагрузок, возникающих в процессе дробления.

Для передачи крутящего момента в приводе валков дробилки предлагается использовать упругую пальцевую муфту с эластичным элементом дискового типа (ПМЭЭДТ) [19] (рис. 1, а), изготовленным из резинокордного материала, в котором кордные диски чередуются со слоями резины (рис. 1, б).

Так как жесткость резинокордной транспортной ленты [20] в радиальном направлении в 10 раз, а в осевом — в несколько десятков раз меньше, чем у металлических дисков муфты [21], она будет эффективно компенсировать ударные нагрузки, возникающие при работе четырехвалковой дробилки.

Демпфирующие свойства такой муфты значительно выше, чем у зубчатых, втулочно-паль-

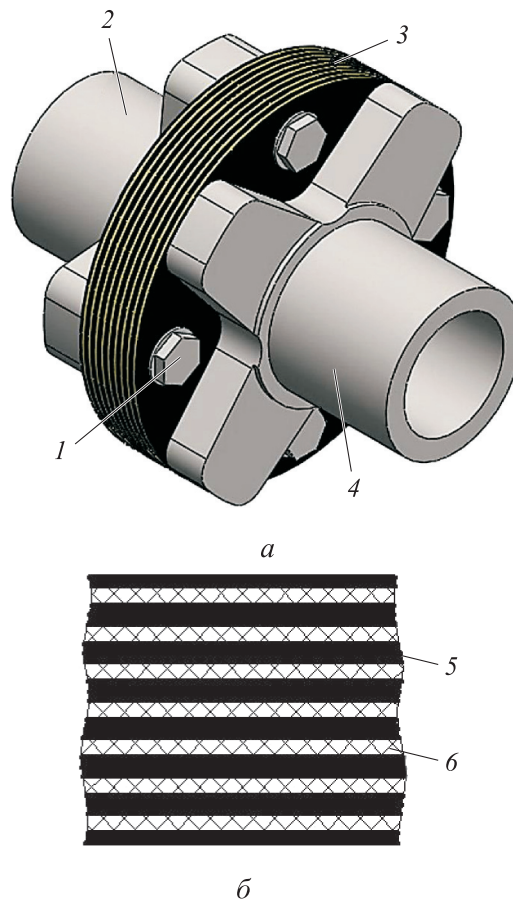


Рис. 1. Твердотельная модель упругой ПМЭЭДТ (а) из резинокордного материала (б):
1 — пальцы; 2, 4 — полумуфты;
3 — эластичный элемент;
5 — резина; 6 — кордная ткань

цевых и муфт с упругой звездочкой. При этом передаваемый крутящий момент в 10 раз больше, чем у торообразных, лепестковых и цепных муфт.

Типоразмер муфты определяют на основании производственного опыта эксплуатации оборудования методом проб и ошибок, так как не существовало разработанной методики, позволяющей рассчитывать конструктивно-технологические параметры исходя из заданного значения передаваемого крутящего момента.

Это ограничивало применение таких муфт в связи с тем, что процедура внедрения любого нового оборудования занимает значительное время наработки информации, необходимой для нахождения подходящих конструктивно-технологических параметров, а также связана с неизбежным возникновением аварийных ситуаций.

Цель работы — обоснование использования методики расчета конструктивно-техноло-

гических параметров ПМЭЭДТ, выбор конструктивных параметров ПМЭЭДТ для применения в приводе четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 при фракционной подготовке твердого топлива в агломерационном производстве в условиях филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК», а также обоснование повышения эффективности ПМЭЭДТ на основании сравнительного анализа эксплуатационных параметров ПМЭЭДТ и зубчатой муфты МЗ-8.

Методология исследования. Математический аппарат для аналитического расчета эластичных муфт достаточно сложный. Фаски и скругления, шпоночные пазы, отверстия под пальцы, посадочные места под валы, применение различных материалов для полумуфт и упругих элементов, а также возникающие контактные напряжения и сложная взаимосвязь элементов муфты значительно усугубляют и без того затруднительные расчеты.

Исходя из изложенного, для моделирования условий нагружения и обоснования конструктивно-технологических параметров ПМЭЭДТ использован метод конечных элементов расчета напряжений с применением программного комплекса SolidWorks [22, 23].

Проведено двухфакторное исследование, позволившее определить влияние каждого из факторов на предельный передаваемый момент и габаритные размеры проектируемой муфты на основании метода конечных элементов, и спрогнозировать поведение модели в реальной среде.

Для нахождения основных конструктивных параметров муфты применен метод, основанный на плане центрального композиционного ротатбельного униформпланирования второго порядка [24]. В качестве основных независимых факторов, определяющих основные конструктивные параметры муфты, выбраны диаметр центров отверстий под пальцы D и суммарная ширина эластичного элемента дискового типа B , так как эти они оказывают наибольшее влияние на несущую способность (допустимый передаваемый момент) и габаритные размеры проектируемой муфты.

В качестве материала эластичного элемента выступала резинокордная транспортерная лента, состоявшая из нескольких чередующихся резиновых обкладных и кордотканевых дисков толщиной 3,5 и 7,0 мм соответственно. Физико-механические характеристики материалов, из

Таблица 1

Физико-механические характеристики материалов резинокордной конвейерной ленты

Материал	Модуль упругости, МПа	Коэффициент Пуассона	Модуль сдвига, МПа	Предел прочности на растяжение, МПа
Кордная ткань	2000	0,1	285,0	200
Резина	5	0,5	0,6	25

которых изготовлена резинокордная конвейерная лента, приведены в табл. 1.

Исследовали твердотельные модели муфт с различными конструктивными параметрами эластичного элемента (шириной пакета упругих элементов согласно матрице планирования). Каждый типоразмер модели нагружали определенным крутящим моментом, зависящим от диаметральных размеров и толщины эластичного элемента.

Методика расчета нагружения предполагала, что одна из полумуфт жестко закреплена, а для другой задана одна степень свободы — возможность вращения вокруг своей оси. Проводили нелинейное статическое исследование с учетом параметра большой деформации и использования совместной сетки с типом контакта «связанные».

Максимальный крутящий момент, прикладываемый к муфте с возможностью вращения вокруг оси, определяли из условия, при котором средние напряжения, возникающие в эластичном элементе, не превышали значений, при которых происходит разрушение кордовой ткани с учетом заданного коэффициента запаса прочности ($k_3 = 5$).

Методика предполагала определение крутящего момента, отвечающего указанным требованиям для муфты с минимально допустимой шириной эластичного элемента. В дальнейшем при моделировании ширину эластичного элемента поэтапно увеличивали, и крутящий момент находили снова.

В результате получены значения напряжений, возникающих на каждом из упругих элементов в зоне контакта с пальцами муфт с различной шириной эластичного элемента для каждого ее типоразмера.

Результаты исследований. По результатам моделирования и обработки данных многофактор-

ного исследования выявлена регрессионная зависимость для определения крутящего момента

$$M = 4,029 \cdot 10^6 BD - 6,6327 \cdot 10^6 B^2 - 6,0542 \cdot 10^5 B + 5,3569 \cdot 10^5 D^2 - 3,5485 \cdot 10^5 D + 6,1175 \cdot 10^4.$$

На основании этой формулы получена зависимость суммарной ширины эластичного элемента дискового типа от требуемого крутящего момента и диаметра центров отверстий под пальцы

$$B = 0,3039D - 0,0456 - 7,5415 \cdot 10^{-8} \times \\ \times (3,0456 \cdot 10^{13} D^2 - 1,4291 \cdot 10^{13} D - \\ - 2,652 \cdot 10^7 M + 1,989 \cdot 10^{12})^{1/2}.$$

Для расчета энергосиловых параметров использована уточненная методика определения энергосиловых параметров процесса измельчения в валковых дробилках [25].

Согласно этой методике, момент, передаваемый муфтой, равен моменту сопротивления, определяемому по формуле [25]

$$M_{\text{сопр}} = M_{\text{с.тр}} + M_{\text{тр.п}},$$

где $M_{\text{с.тр}}$ — момент силы трения, Н·м; $M_{\text{тр.п}}$ — момент сопротивления в подшипниковой опоре валковой дробилки, Н·м.

Момент силы трения

$$M_{\text{с.тр}} = F_{\text{тр}} R_{\text{в}} = F_{\text{др}} \mu R_{\text{в}},$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила трения поверхности валка о дробимый материал, Н; $R_{\text{в}}$ — радиус рабочей поверхности валков, м; $F_{\text{др}}$ — сила дробления материала валками, Н; μ — коэффициент трения дробимого материала по материалу бандажа валка.

Сила дробления

$$F_{\text{др}} = \frac{2\sigma_{\text{сж}} k_{\text{разр}} b B_{\text{к}} R_{\text{в}} \arctg \left[\text{tg} \left(\frac{\mu}{2} \right) \frac{\sqrt{b(4R_{\text{в}} + b)}}{b} \right]}{\sqrt{b(4R_{\text{в}} + b)}},$$

где $\sigma_{\text{сж}}$ — предел прочности дробимого материала, МПа; $k_{\text{разр}}$ — коэффициент разрыхленности дробимого материала; b — межвалковое расстояние, м; $B_{\text{к}}$ — ширина рабочей поверхности бандажа валков, м.

Момент сопротивления в подшипниковой опоре валковой дробилки

$$M_{\text{тр.п}} = 2 \left[K_{s1} d_s^{\beta} + K_{s2} + F_{\Sigma}^{0,31} Y_3 d_{\text{п}}^{2,3} (n_{\text{об}} \nu)^{0,6} + S_1 d_{\text{п}}^{0,25} \mu_{sl} F_{\Sigma}^{1,33} \right],$$

где K_{s1} — константа, зависящая от типа подшипника; d_s — диаметр сопротивления по-

верхности уплотнения, мм; β — показатель, зависящий от типа подшипника и уплотнения; K_{s2} — константа, зависящая от типа подшипника и уплотнения; F_{Σ} — результирующая радиальная реакция в подшипниковой опоре, Н; Y_3 — геометрическая константа моментов трения качения; $d_{\text{п}}$ — диаметр тел качения подшипника, мм; $n_{\text{об}}$ — число оборотов подшипника (валка дробилки) в минуту, мин⁻¹; ν — кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре (для пластичной смазки величина вязкости базового масла), мм²/с; S_1 — геометрическая константа момента трения скольжения; μ_{sl} — коэффициент трения скольжения в условиях образования полноценной смазочной пленки.

Результирующая радиальная реакция в подшипниковой опоре

$$F_{\Sigma} = \left\{ F_{\text{др}}^2 (\mu^2 + 1) + g m_{\text{в}} \times \right. \\ \left. \times [g m_{\text{в}} + 2F_{\text{др}} (\sin \alpha_{\text{к.ср}} - \mu \cos \alpha_{\text{к.ср}})] \right\}^{1/2}.$$

Здесь g — ускорение свободного падения; $m_{\text{в}}$ — масса валка, Н; $\alpha_{\text{к.ср}}$ — угол, характеризующий точку приложения равнодействующей силы от суммарного давления в процессе деформации и разрушения материала валками (условный центр тяжести поверхности контакта),

$$\alpha_{\text{к.ср}} = \frac{1}{S_{\text{к}}} \int_0^{\alpha_1} \alpha R_{\text{в}} B_{\text{к}} d\alpha,$$

где α_1 — угол захвата материала валками, рад; $S_{\text{к}}$ — контактная площадь материала с рабочей поверхностью бандажей, вычисляемая как определенный интеграл от ширины элементарной площадки на длине дуги захвата очага деформации, м².

Для определения момента сопротивления использовали следующие конструктивно-технологические параметры, соответствующие дробилке ДЧГ 900×700 в условиях агломерационного цеха филиала №1 «АМК» ООО «ЮГМК»: $R_{\text{в}} = 0,45$ м; $\mu = 0,05 \dots 0,5$; $B_{\text{к}} = 0,7$ м; $b = 0,005$ м; $k_{\text{разр}} = 0,2$. Принятые физико-механические свойства различных дробимых материалов указаны в табл. 2.

С помощью предложенной методики при дроблении твердого топлива в условиях агломерационного производства цеха филиала №1 «АМК» ООО «ЮГМК» получены следующие значения момента сопротивления, кН·м: для

Таблица 2

**Физико-механические свойства
дробимых материалов**

Дробимый материал	Коэффициент трения μ	Предел прочности $\sigma_{сж}$, МПа
Уголь каменный	0,20	15
Кокс доменный	0,30	25
Кокс сухого тушения	0,33	33

каменного угля — 6,1; для доменного кокса — 16,4; для кокса сухого тушения 23,4.

На основании полученных результатов и конструктивных особенностей привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 для промышленного освоения в условиях агломерационного цеха филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК» из типоразмерного ряда муфт [26] выбрана ПМЭЭДТ (рис. 2) с наружным диаметром эластичного элемента 0,51 м. Диаметр центров отверстий под пальцы составлял 0,4 м, диаметр отверстий под пальцы — 0,06 м, количество отверстий под пальцы — 6 шт., ширина эластичного элемента — 0,056 м.

Материалом эластичного элемента служила отработанная транспортерная лента, состоящая из нескольких чередующихся резиновых обкладных и кордотканевых слоев (толщиной 3,5 и 7,0 мм соответственно), общая толщина которой составляла 14 мм.

Типовой муфтой, используемой в приводе четырехвалковой дробилки, является зубчатая муфта МЗ-8 [27]. Техническая характеристика муфты МЗ-8 и ПМЭЭДТ приведена ниже.

Техническая характеристика

	муфты МЗ-8	ПМЭЭДТ
Наружный диаметр, м	0,36	0,51
Ширина, м	0,33	0,36
Номинальный вращающий момент, Н·м	23,6	25,0
Радиальная жесткость*, МН/м	807,1	139,4
Масса, кг	146,0	146,7

* Значения параметра определены в работе [28].

Масса и габаритные размеры зубчатой муфты МЗ-8 и ПМЭЭДТ существенно не различаются, что дает возможность модернизации дробилки без существенных изменений конструкции привода, при этом номинальный вращающий момент соответствует условиям эксплуатации. В то



Рис. 2. Внешний вид ПМЭЭДТ, работающей в условиях агломерационного цеха филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК»

же время у ПМЭЭДТ радиальная жесткость в 5,8 раз меньше, чем у зубчатой муфты МЗ-8, что снижает влияние динамических нагрузок от сил дробления на привод дробильной машины.

Исследования по определению вибрационных характеристик (виброперемещения, виброскорости, виброускорения) отдельных узлов привода дробильной машины, оснащенной зубчатой муфтой МЗ-8 и ПМЭЭДТ, проводили в одинаковых режимах и технологических условиях.

Для снятия вибрационных характеристик применяли метод контроля состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях [29] с использованием двухканального переносного цифрового анализатора, коллектора данных и балансировочного прибора «Кварц 2» [30] (рис. 3, а) с датчиками вибрации АС102-1А.

Датчики устанавливали на опоры приводного вала (рис. 3, б) и бобышки подшипникового узла тихоходного вала редуктора (рис. 3, в). Измерения выполняли в горизонтальном направлении (в направлении вектора перемещения приводного вала в процессе дробления) [28] в режиме реального времени. Время измерения составляло 10 с, количество повторений — 10.

Результаты исследования вибрационных характеристик — средние значения максимальных (пиковых) уровней вибрации в опорах приводного вала и бобышках подшипникового узла тихоходного вала редуктора и значения коэффициента передачи вибрации при использовании муфты МЗ-8 и ПМЭЭДТ — приведены в табл. 3.

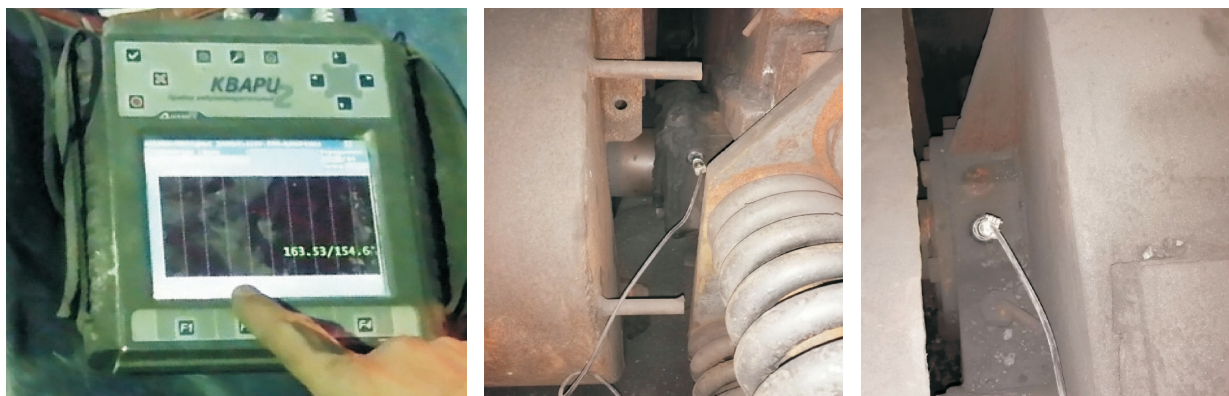


Рис. 3. Внешний вид прибора «Кварц 2» (а) и датчиков, смонтированных на опорах приводного вала (б) и бобышках подшипникового узла тихоходного вала редуктора (в)

Таблица 3

Результаты исследования вибрационных характеристик

Параметр	Средние значения пиковых уровней вибрации		Коэффициент передачи вибрации
	в опорах приводного вала	в бобышках подшипникового узла тихоходного вала редуктора	
Виброперемещение, мкм	4099,6/4309,3	743,5/216,5	0,18/0,05
Виброскорость, мм/с	151,4/193,4	75,3/18,8	0,5/0,1
Виброускорение, м/с ²	62,1/70,4	212,5/83,9	3,42/1,19

Примечание. В числителе дроби указаны значения для зубчатой муфты МЗ-8, в знаменателе — для ПМЭЭДТ.

Из табл. 3 следует, что при использовании ПМЭЭДТ уровни вибрации от действия сил дробления на подшипниковые узлы редуктора уменьшаются по сравнению с таковыми для зубчатой муфты МЗ-8: виброперемещение в 3,6 раз, виброскорость в 5 раз, виброускорение

в 2,9 раз. Коэффициент передачи вибрации [31] снижается в 2,9–5 раз.

Применение ПМЭЭДТ в приводе четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 позволило снизить негативное влияние динамических нагрузок, возникающих в процессе дробления,

Таблица 4

Средние значения срока эксплуатации узлов и деталей привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 в условиях агломерационного цеха филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК»

Узел (деталь)	Средняя наработка на отказ, ч, в зависимости от вида муфты	
	МЗ-8	ПМЭЭДТ
<i>Редуктор привода верхних валков</i>		
Подшипники тихоходного вала	2520	3960
Подшипники промежуточного вала	4320	5760
Подшипники быстроходного вала	6480	6480
Зубчатая передача тихоходной ступени	8760	11 160
Зубчатая передача быстроходной ступени	4320	5040
<i>Редуктор привода нижних валков</i>		
Подшипники тихоходного вала	1800	2880
Подшипники быстроходного вала	2160	4320
Зубчатая передача	2700	5040

на элементы привода и повысить срок службы отдельных узлов с увеличением межремонтного периода дробилки. Средние значения срока эксплуатации (средняя наработка на отказ) узлов и деталей привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 в условиях агломерационного цеха филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК». Данные, приведенные в табл. 4, получены в 2018–2021 гг.

Анализ результатов исследования работы муфты ПМЭЭДТ показал, что срок службы отдельных узлов и деталей приводов валков четырехвалковой дробилки в условиях фракционной подготовки твердого топлива в условиях агломерационного цеха филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК» увеличился в 1,2–2 раза.

Производственное внедрение ПМЭЭДТ дало положительный результат. Использование в приводе четырехвалковой дробилки муфты данного типа в условиях агломерационного цеха филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК» позволило снизить затраты на техническое обслуживание дробильной машины.

Выводы

1. Обосновано использование методики расчета конструктивно-технологических параметров ПМЭЭДТ.

2. Предложены конструктивные параметры ПМЭЭДТ для применения в приводе четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 при фракционной подготовке твердого топлива в агломерационном производстве в условиях филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК».

3. В промышленных условиях обосновано повышение эффективности ПМЭЭДТ путем снижения действия сил дробления на подшипниковые узлы редуктора, заключающееся в уменьшении коэффициента передачи вибрации в 2,9–5 раз по сравнению с таковым для зубчатой муфты МЗ-8. При этом срок службы отдельных узлов и деталей приводов валков четырехвалковой дробилки при фракционной подготовке твердого топлива в условиях агломерационного цеха филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК» увеличился в 1,2...2 раза.

4. Выполнено производственное освоение ПМЭЭДТ в приводе дробилки ДЧГ 900×700 в условиях агломерационного цеха филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК».

5. Перспективным направлением дальнейших исследований является более детальное изучение устройств, позволяющих снизить влияние динамических воздействий на отдельные узлы и механизмы различного технологического оборудования, работающего в режиме повышенных вибраций, и повысить его надежность.

Литература

- [1] Ruina A., Pratap R. *Introduction to statics and dynamics*. Oxford University Press, 2011. 1029 p.
- [2] Hibbeler R.C. *Engineering mechanics. Statics & dynamics*. Pearson, 2016. 1469 p.
- [3] Beer F., Johnston E., Mazurek D. *Vector mechanics for engineers. Dynamics*. McGraw-Hill. 2018. 656 p.
- [4] Beer F.P., Johnston E.R., DeWolf J.T. et al. *Mechanics of materials*. McGraw-Hill. 2014. 896 p.
- [5] Ковалевская Т.А., Комарь Е.В., Еньшина Н.А. *Теоретическая механика. Динамика*. Томск, ТГАСУ. 2019. 290 с.
- [6] Гольдман А.А., Монастырский В.Ф., Двойченкова Г.П. и др. *Динамика и прочность горных машин*. Москва, Флинта. 2016. 232 с.
- [7] Gupta A., Yan D. *Mineral processing design and operation*. Elsevier. 2016. 882 p.
- [8] Авдохин В.М. *Основы обогащения полезных ископаемых*. Т. 1. Обоганительные процессы. Москва, Горная книга. 2006. 417 с.
- [9] Колев К.С., Ягупов А.В., Выскребенец А.С. *Надежность, ремонт и монтаж технологического оборудования заводов цветной металлургии*. Москва, Металлургия. 1984. 224 с.
- [10] Osborne D., ed. *The coal handbook*. Woodhead Publ., 2013. 786 p.
- [11] Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.М. и др. *Машины и агрегаты металлургических заводов*. Т. 1. Москва, Металлургия. 1987. 440 с.
- [12] Степаненко А.И., Мальков С.М. *Дробилки шнекозубчатые*. Новосибирск, Сибпринт. 2020. 52 с.
- [13] Бакай В.Д., Готовцев А.А., Осьмага Б.И. и др. *Четырехвалковая дробилка*. Патент РФ 391851. Заявл. 13.09.1971, опубл. 27.07.1973.
- [14] Мележик Р.С., Власенко Д.А. Исследование динамики валковой дробилки в процессе дробления материала. *Сборник научных трудов ДонГТИ*, 2020, № 21, с. 94–100.

- [15] Пожидаев Ю.А., Потапов В.В. Исследование процессов колебательных систем горного оборудования. *Горный информационно-аналитический бюллетень*, 2017, № 4, с. 48–52.
- [16] Пожидаев Ю.А. *Повышение эффективности эксплуатации валковых дробилок*. Дисс. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, УГГУ. 2017. 180 с.
- [17] Бойко П.Ф. *Технологические методы повышения эффективности ремонта и работы дробильно-измельчительного оборудования*. Старый Оскол, СТИ НИТУ МИСиС. 2017. 354 с.
- [18] Мележик Р.С., Власенко Д.А. Анализ эксплуатационных параметров компенсирующих муфт и перспективы их использования в условиях динамических нагрузок в валковых дробилках. *Инновационные перспективы Донбасса. Мат. 6-й междунар. науч.-практ. конф.* Т. 3. Донецк, ДНТУ, 2020, с. 116–119.
- [19] 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.
- [20] ГОСТ 20–85. *Ленты конвейерные резиноканевые*. Москва, Изд-во стандартов. 2004. 34 с.
- [21] ГОСТ 26455–97. *Муфты дисковые полужесткие. Параметры, конструкция и размеры*. Москва, Изд-во стандартов. 2001. 15 с.
- [22] Planchard D.C. *Official certified SolidWorks professional (CSWP) certification guide with video instruction*. SDC Publications. 2014. 193 p.
- [23] Jankowski G., Doyle R. *SolidWorks for dummies*. Wiley. 2011. 384 p.
- [24] Глудкин О.П., ред. *Современный эксперимент*. Москва, Радио и связь. 1997. 232 с.
- [25] Власенко Д.А. Уточненная методика определения энергосиловых параметров процесса измельчения в валковых дробилках. *Вестник ДонНТУ*, 2020, № 3, с. 3–9.
- [26] 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>
- [27] ГОСТ 26455–97. *Муфты зубчатые*. Технические условия. Москва, Изд-во стандартов. 1997. 19 с.
- [28] Мележик Р.С., Власенко Д.А. Исследование жесткости компенсирующих муфт. *Сб. мат. науч.-техн. конф. Донбасс будущего глазами молодых ученых*. Донецк, ДонНТУ, 2021, с. 39–43.
- [29] 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.
- [30] ТУ 4277-076-54981193–15. *Прибор виброизмерительный «Кварц 2». Серийный выпуск*. Москва, Диамех. 2016. 136 с.
- [31] ГОСТ 24347–80. *Вибрация. Обозначения и единицы величин*. Москва, Изд-во стандартов. 1986. 7 с.

References

- [1] Ruina A., Pratap R. *Introduction to statics and dynamics*. Oxford University Press. 2011. 1029 p.
- [2] Hibbeler R.C. *Engineering mechanics. Statics & dynamics*. Pearson. 2016. 1469 p.
- [3] Beer F., Johnston E., Mazurek D. *Vector mechanics for engineers. Dynamics*. McGraw-Hill. 2018. 656 p.
- [4] Beer F.P., Johnston E.R., DeWolf J.T. et al. *Mechanics of materials*. McGraw-Hill. 2014. 896 p.
- [5] Kovalevskaya T.A., Komar' E.V., En'shina N.A. *Teoreticheskaya mekhanika. Dinamika* [Theoretical mechanics. Dynamics]. Tomsk, TGASU Publ., 2019. 290 p. (In Russ.).
- [6] Gol'dman 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. 232 p. (In Russ.).
- [7] Gupta A., Yan D. *Mineral processing design and operation*. Elsevier. 2016. 882 p.
- [8] Avdokhin V.M. *Osnovy obogashcheniya poleznykh iskopaemykh*. Т. 1 Obogatitel'nye protsessy. [Fundamentals of mineral processing. Vol. 1. Processing]. Moscow, Gornaya kniga Publ., 2006. 417 p. (In Russ.).
- [9] Kolev K.S., Yagupov A.V., Vyskrebets A.S. *Nadezhnost', remont i montazh tekhnologicheskogo oborudovaniya zavodov tsvetnoy metallurgii* [Reliability, repair and assembling of

- technological equipment for non-ferrous industry factories]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1984. 224 p. (In Russ.).
- [10] Osborne D., ed. *The coal handbook*. Woodhead Publ., 2013. 786 p.
- [11] Tselikov A.I., Polukhin P.I., Grebenik V.M. et al. *Mashiny i agregaty metallurgicheskikh zavodov*. T. 1 [machines and aggregates of metallurgic plants. Vol. 1]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1987. 440 p. (In Russ.).
- [12] Stepanenko A.I., Mal'kov S.M. *Drobilki shnekozubchatye* [Crusher-sizers]. Novosibirsk, Sibprint Publ., 2020. 52 p. (In Russ.).
- [13] Bakay V.D., Gotovtsev A.A., Os'maga B.I. et al. Chetyrekhvalkovaya drobilka [Four-roll crusher]. Patent RU 391851. Appl. 13.09.1971, publ. 27.07.1973. (In Russ.).
- [14] Melezhik R.S., Vlasenko D.A. Study of roll crusher dynamics during material crushing. *Sbornik nauchnykh trudov DonGTI* [Collection of Scientific Papers of Donbass State Technical Institute], 2020, no. 21, pp. 94–100. (In Russ.).
- [15] Pozhidaev Yu.A., Potapov V.V. Analysis of processes in vibrating systems of mining equipment. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'* [Mining Informational and Analytical Bulletin], 2017, no. 4, pp. 48–52. (In Russ.).
- [16] Pozhidaev Yu.A. *Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii valkovykh drobilok*. Diss. kand. tekhn. nauk [Raising exploitation efficiency of roll crushers. Kand. tech. sci. diss.]. Ekaterinburg, UGGU Publ., 2017. 180 p. (In Russ.).
- [17] Boyko P.F. *Tekhnologicheskie metody povysheniya effektivnosti remonta i raboty drobil'no-izmel'chitel'nogo oborudovaniya* [Technological methods for raising repair and work efficiency of desintegrating equipment]. Staryy Oskol, STI NITU MISiS Publ., 2017. 354 p. (In Russ.).
- [18] Melezhik R.S., Vlasenko D.A. [Analysis of flexible coupling exploitation parameters and its usage prospects under dynamic loads in roll crushers]. *Innovatsionnye perspektivy Donbassa. Mat. 6-y Mezhd. nauch.-prakt. konf.* T. 3 [Innovative Prospects of Donbass. Proc. 6th Int. Sci.-Pract. Conf. Vol. 3]. Donetsk, DNTU Publ., 2020, pp. 116–119. (In Russ.).
- [19] Melezhik R.S., Vlasenko D.A., Zhil'tsov A.P. et al. *Mufta pal'tsevaya s elastichnym elementom diskovogo tipa* [Pin coupling with elastic disk element]. Patent RU 210721. Appl. 17.05.2021, publ. 28.04.2022. (In Russ.).
- [20] GOST 20–85. *Lenty konveyernye rezinotkaneynye* [State standard GOST 20-85. Rubber conveyor belts. Specifications]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 2004. 34 p. (In Russ.).
- [21] GOST 26455–97. *Mufty diskovyye poluzhestkie. Parametry, konstruktsiya i razmery* [State standard GOST 26455–97. Semifixed disk couplings. Parameters, design and dimensions]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 2001. 15 p. (In Russ.).
- [22] Planchard D.C. *Official certified SolidWorks professional (CSWP) certification guide with video instruction*. SDC Publications. 2014. 193 p.
- [23] Jankowski G., Doyle R. *SolidWorks for dummies*. Wiley. 2011. 384 p.
- [24] Gludkin O.P., ed. *Sovremennyy eksperiment* [Modern experiment]. Moscow, Radio i svyaz' Publ., 1997. 232 p. (In Russ.).
- [25] 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.
- [26] Melezhik R.S., Vlasenko D.A. Load simulation and substantiation of design values of a pin flexible coupling with a flexible disk-type element tipa. *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.).
- [27] GOST 26455–97. *Mufty zubchatye. Tekhnicheskie usloviya* [State standard GOST 26455–97]. Moscow, Izd-vo standartov, 1997. 19 p. (In Russ.).
- [28] Melezhik R.S., Vlasenko D.A. [Study on rigidity of compensating coupling]. *Sb. mat. nauch.-tekhn. konf. Donbass budushchego glazami molodykh uchenykh* [Proc. Int. Sci.-Tech. Conf. Future Donbass in Eyes of Young Scientists]. Donetsk, DonNTU Publ., 2021, pp. 39–43. (In Russ.).
- [29] 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.).

- [30] TU 4277-076-54981193–15. *Pribor vibroizmeritel'nyy «Kvarts 2». Seriyunnyy vypusk* [Technical conditions TU 4277-076-54981193–15. Kvarts 2 measuring device. Serial production]. Moscow, Diamekh Publ., 2016. 136 p. (In Russ.).
- [31] GOST 24347–80. *Vibratsiya. Oboznacheniya i edinitsy velichin* [State standard GOST 24347-80. Vibration. Designations and units of quantities]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1986. 7 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 22.06.2022

Информация об авторах

ЖИЛЬЦОВ Александр Павлович — кандидат технических наук, профессор кафедры «Металлургическое оборудование». ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет» (398055, Липецк, Российская Федерация, ул. Московская, д. 30, e-mail: kaf-mo@stu.lipetsk.ru).

МЕЛЕЖИК Руслан Сергеевич — аспирант, ассистент кафедры «Металлургия черных металлов». ГОУ ВО «Донбасский государственный технический университет» (94204, Алчевск, Российская Федерация, Проспект Ленина, д. 16, e-mail: ruslan.melezhhik@yandex.ru).

ВЛАСЕНКО Дмитрий Алексеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлургия черных металлов». ГОУ ВО «Донбасский государственный технический университет» (94204, Алчевск, Российская Федерация, Проспект Ленина, д. 16, e-mail: vlasdmitrij@yandex.ru).

ХАРИТОНЕНКО Анатолий Анатольевич — кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Металлургическое оборудование». ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет» (398055, Липецк, Российская Федерация, ул. Московская, д. 30, e-mail: aax.in@mail.ru).

БОЧАРОВ Александр Викторович — кандидат технических наук, доцент, и.о. заведующего кафедрой «Металлургическое оборудование». ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет» (398055, Липецк, Российская Федерация, ул. Московская, д. 30, e-mail: alor_fr@mail.ru).

Information about the authors

ZHILTSOV Alexander Pavlovich — Candidate of Science (Eng.), Professor, Department of Metallurgical Equipment. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Lipetsk State Technical University (398055, Lipetsk, Russian Federation, Moskovskaya St., Bldg. 30, e-mail: kaf-mo@stu.lipetsk.ru).

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

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

KHARITONENKO Anatoly Anatolyevich — Candidate of Science (Physics and Maths), Associate Professor, Department of Metallurgical Equipment. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Lipetsk State Technical University (398055, Lipetsk, Russian Federation, Moskovskaya St., Bldg. 30, e-mail: aax.in@mail.ru).

BOCHAROV Alexander Viktorovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Metallurgical Equipment. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Lipetsk State Technical University (398055, Lipetsk, Russian Federation, Moskovskaya St., Bldg. 30, e-mail: alor_fr@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Жильцов А.П., Мележик Р.С., Власенко Д.А., Харитоненко А.А., Бочаров А.В. 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: 10.18698/0536-1044-2022-12-3-13

Please cite this article in English as:

Zhiltsov A.P., Melezhhik R.S., Vlasenko D.A., Kharitonenko A.A., Bocharov A.V. Justification of Parameters and Industrial Application of the Resilient Finger Coupling with Elastic Disc-Type Element in the Four-Roll Crusher Drive. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 12, pp. 3–13, doi: 10.18698/0536-1044-2022-12-3-13