

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МУФТЫ ПАЛЬЦЕВОЙ С ЭЛАСТИЧНЫМ ЭЛЕМЕНТОМ ДИСКОВОГО ТИПА В УСЛОВИЯХ УДАРНЫХ НАГРУЗОК

На основе дифференциального уравнения механического движения двухмассовой системы получены математические модели зубчатой муфты и муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа. Обоснована линейная характеристика жесткости данных муфт в процессе их нагружения крутящим моментом. На основе математической модели линейной муфты при периодической нагрузке определены зависимости угловой деформации муфт под действием крутящего момента. Установлено, что режимы затухания колебаний у зубчатой муфты и муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа носят различный характер, при этом деформация эластичной муфты в процессе нагружения в 12,3...19,4 раза больше, чем у зубчатой муфты, что говорит о ее более высокой демпфирующей способности. Подтверждена целесообразность применения муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа в приводе четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700, работающей в условиях существенных динамических нагрузок.

Ключевые слова: муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа, зубчатая муфта, двухмассовая динамическая модель, дифференциальное уравнение механического движения, динамические нагрузки, крутящий момент, деформация, коэффициент демпфирования.

Постановка проблемы

В процессе работы большинства механического оборудования возникают динамические нагрузки. Причинами их появления могут стать импульсы и удары, возникающие при неустановившемся движении масс машин с вращающимися частями, периодические и непериодические нагрузки, возникающие во время пуска, остановки и работы агрегата, кратковременные перегрузки в аварийных режимах работы, при переходе через резонанс, а также многократные импульсы и удары, при действии которых необходимо учитывать усталостные эффекты [1...3]. Эти нагрузки негативно сказываются на работоспособности технологического оборудования, снижая его долговечность и эксплуатационную надежность [4,5]. Они приводят к выходу из строя деталей, узлов и механизмов машины. Также эти нагрузки могут стать причиной аварийной остановки всего агрегата, что неизбежно приведет к простоям, снижению производительности и появлению дополнительных затрат на вынужденное техническое обслуживание. Почти 90 % разрушений деталей машин имеет усталостный характер и происходит в результате действия переменных динамических нагрузок.

В дробильном оборудовании динамические нагрузки возникают в результате ударов, зарождающихся в процессе дробления материала

между рабочими органами дробилок, а также вследствие движения деталей машины, имеющих относительно большую массу. Это приводит к преждевременному выходу из строя привода и разрушению его отдельных элементов: муфт, подшипниковых опор и зубчатых передач редуктора.

Вопросам демпфирования динамических нагрузок, возникающих в дробильных машинах, посвящено множество научных работ [1,3,6...8]. В данных исследованиях представлены различные способы демпфирования ударов и вибрации, возникающих в процессе работы дробилок, за счет использования резинометаллических опор рабочих органов, пружинных механизмов с демпферами из эластичного материала, многоступенчатого демпфирования за счет использования рычажного электромеханического амортизатора, гидропневматического амортизатора для валков и т.д.

Эти разработки способствуют уменьшению динамического воздействия на рабочие органы и дробилку в целом. Однако данные усовершенствования не позволяют уменьшить степень негативного воздействия динамических нагрузок на отдельные рабочие узлы привода дробильной машины.

На основании предшествующих аналитических и экспериментальных исследований [9,10]

можно утверждать, что применение компенсирующих муфт обеспечивает снижение действия сил дробления на подшипниковые узлы редуктора привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 за счет снижения коэффициента передачи вибрации. При этом установлено, что применение в приводе муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа (МПЭЭДТ) существенно повышает срок службы отдельных узлов и деталей привода дробильной машины [10]. Однако на данный момент не существует аналитического аппарата по определению основных вибрационных характеристик, позволяющего аналитически обосновать эффективность использования МПЭЭДТ [11] в условиях динамических нагрузок по сравнению с жесткими муфтами [12].

Анализ последних исследований и публикаций

Существующие математические модели позволяют в основном определять геометрические, энергосиловые, вибрационные и другие характеристики упругих компенсирующих муфт различной конструкции.

Так, в работе [13], связанной с построением и верификацией математической модели высокоэластичной муфты рассмотрено несколько возможных к применению математических моделей. Наиболее подходящей математической моделью для резинокордных пластин и оболочек в работе [13] считается модель, базирующуюся на безмоментной теории сетчатых оболочек, которая имеет большое прикладное значение при применении резинокордного материала. Получаемая при этом система уравнений включает в себя

дифференциальные уравнения, описывающие напряженно-деформированное состояние упругих элементов под действием приложенных нагрузок. Дискретная математическая модель позволяет пренебрегать искривлениями нитей корда. Она является более простой, поскольку получаемая система уравнений не содержит дифференциальные, а только алгебраические и трансцендентные уравнения. В своей работе они отдают предпочтение именно дискретной модели, из-за ее простоты и достаточной для практики точности.

В работе [14] представлено аналитическое обоснование условий нагружения упругой кулачковой муфты. Полученный при этом математический аппарат может быть использован при разработке автоматических систем для синтеза закона управления муфтами блокировки дифференциалов колесных машин.

В исследовании [7] на основании уравнения Лагранжа второго рода обоснована аналитическая модель передачи вибрационных нагрузок, возникающих в процессе дробления, от исполнительного органа дробилки на узлы самой дробильной машины. В результате полученных зависимостей обосновывается снижение вибраций передающихся на привод агрегата за счет использования резинометаллических опор.

Однако вышеперечисленные математические модели не позволяют описать условия нагружения эластичных муфт крутящим моментом, т.к. одни из них предназначены для исследования линейных перемещений элементов системы, другие используются для описания только напряженно-деформированного состояния эластичных муфт

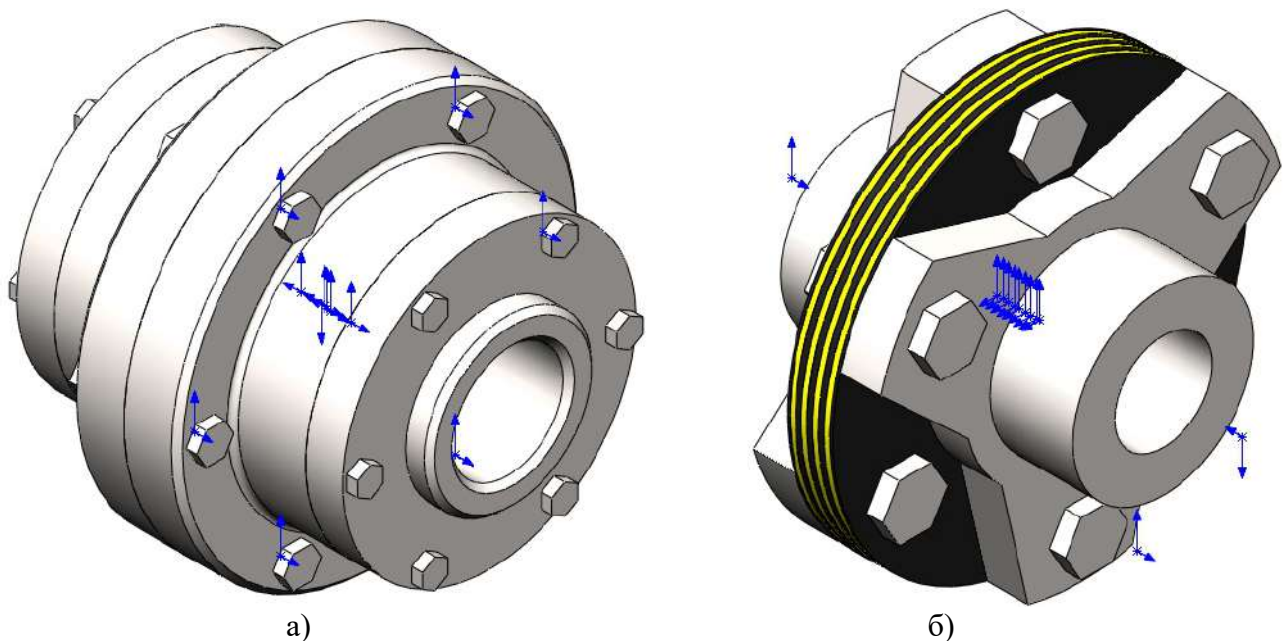


Рис. 1. Твёрдотельные модели муфты зубчатой (а) и муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа

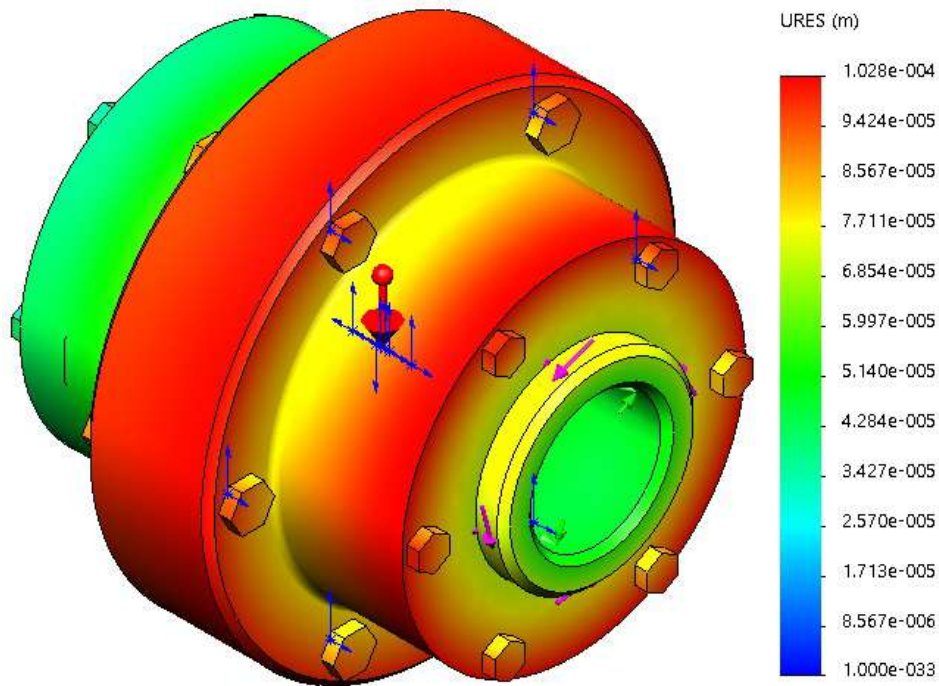


Рис. 2. Эпюра перемещений внешней поверхности зубчатой муфты под действием крутящего момента $M = 50,0$ кНм

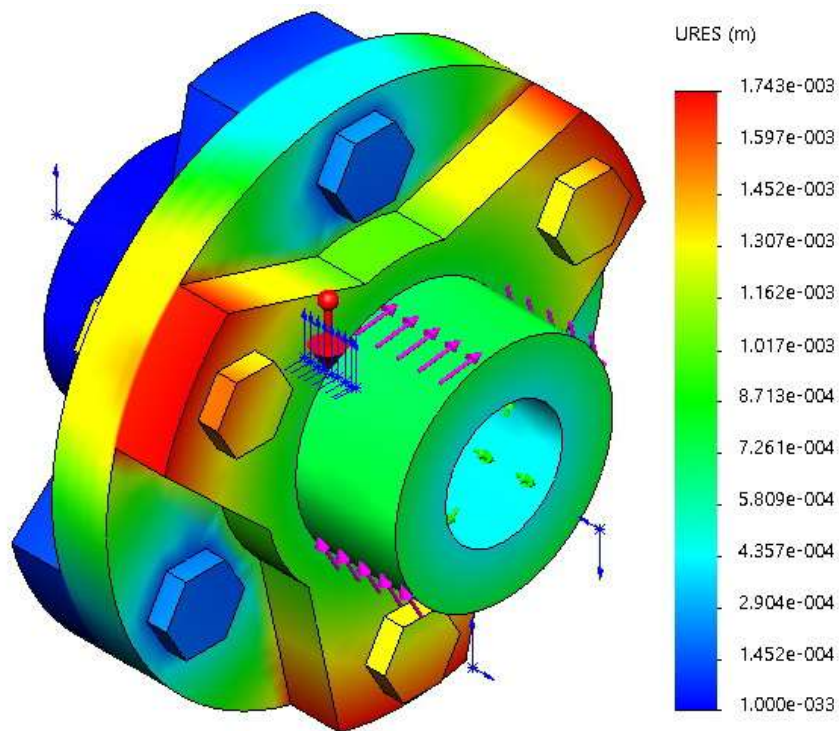


Рис. 3. Эпюра перемещений внешней поверхности МПЭЭДТ под действием крутящего момента $M = 50,0$ кНм

под действием приложенных нагрузок, а в некоторых не учитываются силы и моменты инерции рабочих органов, входящих в систему привода. Таким образом, для описания динамики зубчатой муфты и МПЭЭДТ и обоснования зависимостей их угловых деформаций при нагружении крутящим моментом рекомендуется использовать

математическую модель, описанную в работе [12], в которой для решения двухмассовой системы используется метод расчета муфт с линейной или нелинейной жесткостной характеристикой при периодической нагрузке, основанный на дифференциальном уравнении механического движения.

Цель (задачи) исследования

Задачей данного исследования является математическое моделирование работы и сравнение способности зубчатой муфты и упругой муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 компенсировать ударные нагрузки, возникающие в процессе дробления, на основании дифференциального уравнения движения (второго закона Ньютона) двухмассовой системы.

Основной материал исследования

Упругие компенсирующие муфты характеризуются: жесткостью при кручении (или обратной величиной – податливостью), представляющей собой зависимость относительного угла поворота полумуфты от величины крутящего момента; демпфированием, то есть способностью необратимо поглощать механическую энергию; энергоемкостью, представляющей собой работу упругой деформации муфты при действии заданного крутящего момента [12].

В первую очередь, необходимо определить характер крутильной жесткости муфт, поскольку дальнейшее математическое моделирование и анализ будет зависеть от данной характеристики [12].

Крутильная жесткость определялась конечно-элементным методом с помощью программного комплекса SolidWorks [15] на основании методики, разработанной в исследовании [16]. На первом этапе создавались твердотельные модели рассматриваемых муфт (рис. 1). Затем для каждой из моделей выполнялось разделение на дискретные, связанные между собой элементы, с осуществлением креплений и приложением крутящего момента. При моделировании одна из полумуфт жестко закреплялась, а второй задавалась

одна степень свободы – возможность вращения вокруг своей оси.

Для моделирования было выбрано нелинейное статическое исследование, с учетом параметра большой деформации и использования совместной сетки с типом контакта – «связанные». К «свободной» полумуфте прилагались различные значения крутящего момента в диапазоне от 2,5 до 50,0 кНм.

По результатам моделирования определялись значения линейных перемещений внешней поверхности (обладающей наибольшим диаметром) зубчатой муфты (рис. 2) и МПЭЭДТ (рис. 3).

Определение углового перемещения осуществлялось из отношения поперечного перемещения к радиусу деформируемого элемента.

На основании полученных результатов построены графики зависимости углового перемещения для двух типов муфт от крутящего момента (рис. 4).

Из анализа полученных графических зависимостей (рис. 4) видно, что характер жесткости исследуемых муфт является линейным. На основании полученных результатов для аналитического исследования необходимо использовать метод расчета линейных муфт при периодической нагрузке [12].

В качестве динамической модели привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 рассмотрим двухмассовую систему, состоящую из приводного вала и привода, валы которых соединены между собой муфтой. При этом предполагаем, что податливость элементов дробилки, передающих крутящий момент, пренебрежимо мала по сравнению с податливостью исследуемых муфт и крутящий момент электродвигателя не зависит от частоты и равен постоянной составляющей нагрузки.

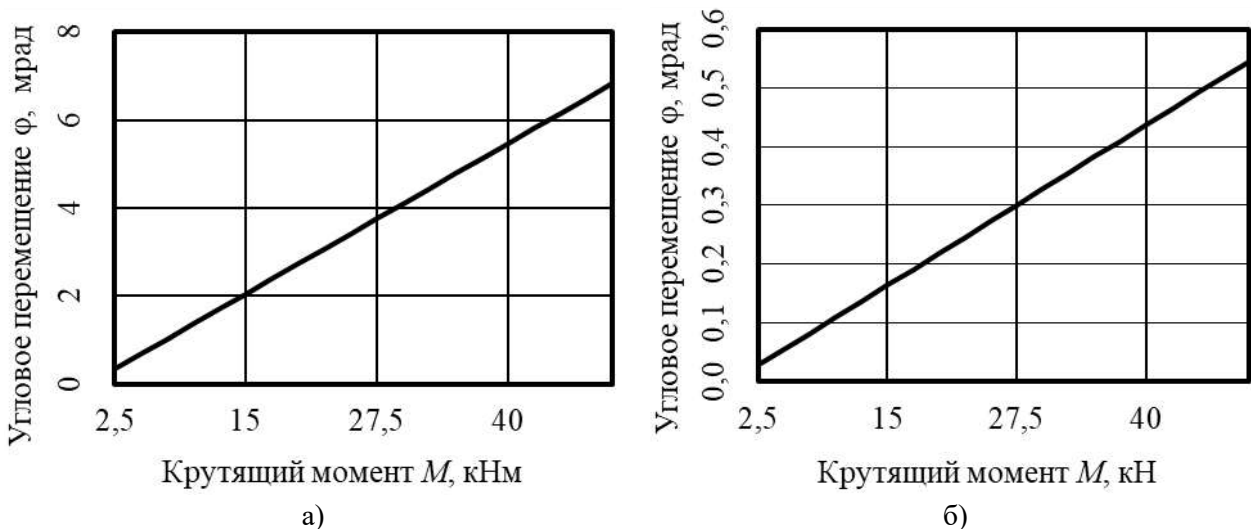


Рис. 4. Графики зависимости углового перемещения зубчатой муфты (а) и МПЭЭДТ (б) от крутящего момента

Дифференциальное уравнение механического движения для двухмассовой системы выглядит следующим образом:

$$J_{np} = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}, \tag{2}$$

$$\ddot{\varphi} + \left(\frac{f \dot{\varphi}}{J_{np}} \right) + \left(\frac{C \varphi}{J_{np}} \right) = \frac{M}{J_2}, \tag{1}$$

где φ – разница между углом поворота тихоходного вала редуктора и вала четырехвалковой дробилки – угловая деформация муфты ($\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$, где φ_1 – угол поворота вала редуктора, рад; φ_2 – угол поворота вала, рад); M – момент сопротивления со стороны приводного вала (равен крутящему моменту на выходном валу привода), Нм; C – крутильная жесткость муфты, $\frac{Н}{м}$; f – коэффициент, позволяющий при расчетах заменить действия демпфирующего момента M_d действием эквивалентного демпфирующего момента, величина которого зависит от скорости деформации ($M_d = f \dot{\varphi}$); J_{np} – приведенный момент инерции рабочих узлов дробилки к муфте, кг·м².

Приведенный момент инерции J_{np} к муфте определяется по формуле:

где J_1 – момент инерции привода к муфте вала дробилки (определяется как сумма моментов инерции тихоходной ступени редуктора и приведенных моментов инерции быстроходного вала редуктора и двигателя привода), кг·м²; J_2 – момент инерции приводного вала дробилки, кг·м².

Коэффициент f , позволяющий при расчетах заменить действия демпфирующего момента, определяется из формулы:

$$\psi = \frac{2\pi f \omega}{C}, \tag{3}$$

где ψ – коэффициент демпфирования; ω – частота колебаний (принимается равной собственной частоте системы [12]), $\frac{рад}{с}$.

Дифференциальное уравнение второго порядка (1) можно решить с помощью численных методов относительно φ (при значениях начальных условий: $\varphi(0) = 0$; $\dot{\varphi}(0) = \omega_0$; $t_0 = 0$). При численном решении данного уравнения для

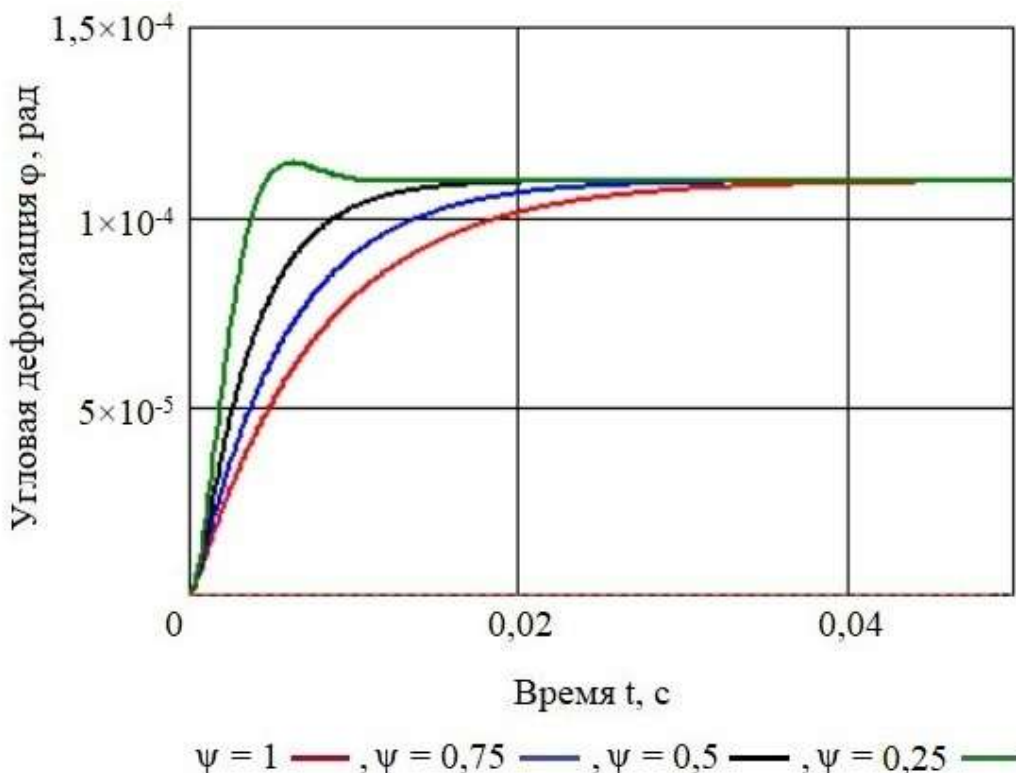


Рис. 5. Графики зависимостей угловой деформации зубчатой муфты МЗ-8 от времени при различных коэффициентах демпфирования

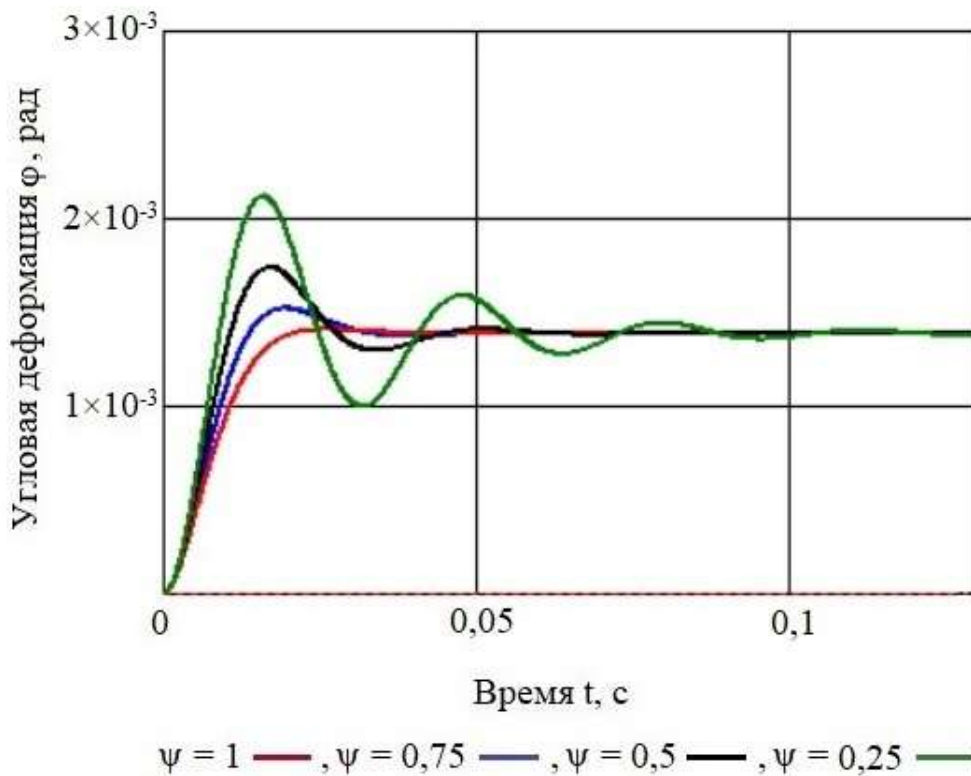


Рис. 6. График зависимости угловой деформации МПЭЭДТ от времени при различных коэффициентах демпфирования

условий дробилки ДЧГ 900×700 использовались параметры муфты зубчатой МЗ–8 и МПЭЭДТ с наружным диаметром $D = 0,51$ м, крутильная жесткость которых C определялась в ходе исследования характеристики муфт (рис. 2, 3) и составила $92,59 \cdot 10^6$ и $7,3 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ соответственно.

Крутящий момент, передаваемый со стороны привода (задавался согласно работе [17]) – $M = 25 \cdot 10^3$ Нм. Момент инерции вращающихся частей привода к муфте вала дробилки принимался равным $J_1 = 301,13$ кг·м², момент инерции вала дробилки – $J_2 = 442,80$ кг·м² [17], при этом приведенный момент инерции к муфте четырехвалковой дробилки составил $J_{пр} = 179,24$ кг·м², частота вращения системы – $\omega = 20,19 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$. Работа муфт в условиях динамических нагрузок исследовалась при значениях коэффициентов демпфирования ψ равных 0,25, 0,5, 0,75 и 1.

На основании численного решения дифференциального уравнения (1) получены графические зависимости угловой деформации рассматриваемых муфт от времени при заданной крутильной жесткости, крутящем моменте и различных коэффициентах демпфирования ψ (рис. 5, 6).

На основании анализа полученных графических зависимостей (рис. 4, 5) можно утверждать, что абсолютная угловая деформация у МПЭЭДТ с диаметром эластичного элемента 0,51 м при нагружении ее крутящим моментом в 25,0 кНм существенно (в 12,3...19,4 раза) больше, чем у МЗ–8, а, соответственно, и способность эластичной муфты компенсировать динамические нагрузки за счет своей податливости, возникающие в процессе дробления материала, на порядок выше.

При этом режим затухания колебаний у зубчатой муфты носит аperiодичный характер и в данном случае колебания с самого начала экспоненциально затухают [18], что говорит о том, что ударные нагрузки от приводного вала дробилки без смягчения передаются на тихоходный вал редуктора.

При этом коэффициент демпфирования ψ влияет только на скорость деформации муфты, и, соответственно, и скорость нагружения привода при возникновении момента сопротивления в процессе дробления материала.

В тоже время режим работы МПЭЭДТ при ударных нагрузках деформации сначала достигает своего максимального значения, а затем происходит ее экспоненциальное затухание [18] до номинального уровня при установившейся нагрузке, что говорит том, что значительная часть энергии в процессе ударного нагружения уходит

на работу упругой деформации данного типа муфты при воздействии крутящего момента.

В тоже время коэффициент демпфирования Ψ существенно влияет на значение амплитуды деформации муфты и на продолжительность затухания колебаний в системе.

Исходя из вышесказанного следует, что способность компенсировать ударные нагрузки у зубчатой муфты на порядок ниже, чем у МПЭЭДТ.

Таким образом, исходя из результатов исследования, использование муфты МПЭЭДТ позволит снизить вероятность выхода из строя рабочих узлов и механизмов привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 и повысить ее эксплуатационную надежность.

Выводы

Описана двухмассовая динамическая модель четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 с помощью математической модели работы линейной муфты при периодической нагрузке для зубчатой муфты и муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа.

Установлено, что характер жесткости зубчатой муфты и муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа является линейным.

Получены графические зависимости и численные значения угловой деформации от времени для муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа и зубчатой муфты, на основании которых установлено, что способности компенсировать ударные нагрузки у эластичной муфты на порядок выше.

Установлено, что коэффициент демпфирования Ψ у зубчатой муфты влияет только на скорость деформации, и, соответственно, и скорость нагружения привода при возникновении момента сопротивления в процессе дробления материала, а у эластичной – на значение амплитуды деформации муфты и на продолжительность затухания колебаний в системе.

Обосновано, что способность компенсировать ударные нагрузки у зубчатой муфты на порядок ниже, чем у муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа. Использование данной муфты позволит снизить вероятность выхода из строя рабочих узлов и механизмов привода четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 и повысить ее эксплуатационную надежность.

Направлением дальнейших исследований условий работы муфты пальцевой с эластичным элементом дискового типа в приводе дробилки ДЧГ 900×700 в процессе дробления твердого топлива является исследование влияния крутильной жесткости на собственную частоту колебаний

системы, правильный выбор которой может предотвратить возникновение в приводе дробильной машины резонансных крутильных колебаний и, тем самым, значительно снизить динамические нагрузки на детали машин.

Список литературы

1. Hibbeler, R.C. Engineering Mechanics: Statics & Dynamics. 14th Edition / R.C. Hibbeler. – Pearson Prentice Hall, 2016. – 1469 p.
2. Ferdinand, P. Vector Mechanics for Engineers. Statics and Dynamics 12th Edition / P. Ferdinand, E. Beer, Johnston Jr Russell, David Mazurek. – McGraw-Hill Education, 2018. – 1504 p.
3. Гольдман, А.А. Динамика и прочность горных машин. Dynamics and Strength of Mining Machines / А.А. Гольдман, В.Ф. Монастырский, Г.П. Двойченкова, Д.Д. Брагинец. – Москва: ФЛИНТА, 2016. – 232 с.
4. Ruina, A. Introduction to Statics and Dynamics / A. Ruina, R. Pratap. – Oxford University Press, 2019. – 1218 p.
5. Ковалевская, Т.А. Теоретическая механика. Динамика / Т.А. Ковалевская, Е.В. Комарь, Н.А. Еньшина. – Томск: ТГАСУ, 2019. – 290 с.
6. Пожидаев, Ю.А. Исследование процессов колебательных систем горного оборудования / Ю.А. Пожидаев, В.В. Потапов // Горный информационно-аналитический бюллетень (Научно-технический журнал). – Москва: ООО «Горная книга». – №4. – 2017. – С. 48-52.
7. Яблоков, А.Е. Влияние резинометаллических опор ротора на динамику дробилки / А.Е. Яблоков, А.Р. Казаров // Хранение и переработка сельхозсырья. – Москва: Пищевая промышленность. – №5. – 2015. – С. 50-54.
8. Кузбаков, Ж.И. Снижение уровня динамических нагрузок в электроприводе щековой дробилки при измельчении высокопрочных материалов / Ж.И. Кузбаков // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. – г. Магнитогорск: МГТУ им. Г.И. Носова. – №2. – 2013. – С. 73-75.
9. Мележик, Р.С. Моделирование нагрузки и обоснование конструктивных параметров упругой пальцевой муфты с эластичным элементом дискового типа / Р.С. Мележик, Д.А. Власенко // Горные науки и технологии Т.6. – Москва: Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС». – №2. – 2021. – С. 128-135.
10. Жильцов, А.П. Обоснование параметров и промышленное освоение муфты упругой пальцевой с эластичным элементом дискового типа в приводе четырехвалковой дробилки / А.П. Жильцов, Р.С. Мележик, Д.А.

- Власенко, А.А. Харитоненко, А.В. Бочаров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – №12(753). – 2022. – С. 3-13.
11. Пат. №210721 РФ, МПК F16D 3/50. Муфта пальцевая с эластичным элементом дискового типа / Р.С. Мележик, Д.А. Власенко, А.П. Жильцов, Я.Э. Крупнов; заявитель и правообладатель Липецкий гос. техн. ун-т. – №2021113946; заявл. 17-05-2021; опубл. 28-04-2022, бюл. №20. – 6.
 12. Поляков, В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1979. – 344 с.
 13. Ильичев, В.А. Дискретная математическая модель резинокордной плоской муфты / В.А. Ильичев, В.С. Корнеев, С.А. Корнеев // Омский научный вестник. – Омск: ОмГТУ. – №3(143). – 2015. – С. 117-123.
 14. Сафонов, Б.А. Математическая модель процесса включения кулачковой муфты / Б.А. Сафонов, А.А. Смирнов // Известия МГТУ «МАМИ». – Москва: Университет машиностроения. – №1(27). – 2016. – С. 53-59.
 15. Planchard, D.C. Official Certified SolidWorks Professional (CSWP) Certification Guide with Video Instruction: SolidWorks 2012-2014 / D.C. Planchard. – SDC Publications. – 2014. – 193 p.
 16. Мележик, Р.С. Исследование жесткости компенсирующих муфт / Р.С. Мележик, Д.А. Власенко // Донбасс будущего глазами молодых ученых: сборник материалов научно-технической конференции (г. Донецк, 23 ноября 2021 г.). – Донецк: ДонНТУ. – 2021. – С. 39-43.
 17. Власенко, Д.А. Развитие теории процессов дробления и практика совершенствования валковых дробилок с гладкими и рифлеными валками: монография / Д.А. Власенко. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2022. – 172 с.
 18. Савельев, И.В. Курс общей физики. В 3-х томах. Том 1. Механика. Молекулярная физика / И.В. Савельев. – М.: Наука, 1987. – 432 с.

D.A. Vlasenko /Cand. Sci. (Eng.), R.S. Melezhyk
Donbass State Technical Institute (Alchevsk)

RESEARCH OF DYNAMICS OF A FINGER COUPLING WITH AN ELASTIC DISK-TYPE ELEMENT UNDER SHOCK LOADS

Background. During the operation of crushing equipment, as a result of impacts in the process of crushing material between the working bodies of crushers, as well as due to the movement of machine parts with a relatively large mass, dynamic loads arise that lead to premature failure of the drive and the destruction of its individual elements: couplings, bearing bearings and gears of the gearbox.

Materials and/or methods. In the work, the finite element method was used for solid-state modeling of a gear coupling and a pin coupling with an elastic element of a disk type. In the study, mathematical modeling of the work and comparison of the damping characteristics of the gear coupling and the elastic finger coupling with an elastic element of the disk type in the drive of the four-roll crusher DCHG 900 × 700 under the conditions of dynamic loads arising in the crushing process, based on the differential equation of motion (Newton's second law) of the two-mass systems.

Results. A two-mass dynamic model of a drive for a four-roll crusher DCHG 900×700 is described using mathematical models of a gear clutch and a pin clutch with an elastic disk-type element under periodic load. Dependences of angular deformation on time for elastic and gear couplings are obtained, on the basis of which it is established that the ability to compensate for shock loads is an order of magnitude higher for the first. The use of this clutch will reduce the probability of failure of working units and drive mechanisms of the four-roll crusher DCHG 900×700 and increase its operational reliability.

Conclusion. The direction of further studies of the operating conditions of the finger clutch with an elastic element of the disk type in the drive of the DCHG 900 × 700 crusher in the process of crushing solid fuel is to study the effect of torsional stiffness on the natural frequency of the system, the correct choice of which can prevent the occurrence of resonant torsional vibrations in the drive of the crushing machine and, thereby significantly reducing the dynamic loads on machine parts.

Keywords: pin clutch with an elastic element of disk type, gear clutch, two-mass dynamic model, differential equation of mechanical motion, dynamic loads, torque, deformation, damping coefficient.

Сведения об авторах

Д.А. Власенко /к.т.н./

SPIN-код: 6296-2040

ORCID iD: 0000-0002-6829-061X

Телефон: +7 (959) 179-70-56

Эл. почта: vlsnkda@yandex.ru

Р.С. Мележик

SPIN-код: 7164-9267

ORCID iD: 0000-0003-4670-1489

Телефон: +7 (959) 198-36-69

Эл. почта: ruslan.melezhik@yandex.ru

*Статья поступила 18.02.2022 г.
© Д.А. Власенко, Р.С. Мележик, 2022
Рецензент д.т.н., проф. О.Е. Шабеев*