

УДК 621.926

Тумин А. Н.,
к.т.н. Левченко Э. П.,
д.т.н. Новохатский А. М.
(ДонГТУ, г. Алчевск, ЛНР),
к.т.н. Жильцов А. П.
(ЛГТУ, г. Липецк, РФ)

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ ГАРНИТУРЫ В ДИСКОВОЙ МЕЛЬНИЦЕ

Приведены результаты аналитических исследований возможностей создания качания рабочих органов дисковой мельницы для организации комбинированных усилий истирания и раздавливания на материал. Разработана математическая модель гидропривода, получены его частотные характеристики и определены параметры управления вынужденными периодическими колебаниями поршней, проведён анализ работы спроектированной системы.

Ключевые слова: аналитические исследования, дисковая мельница, истирание, раздавливание, качание дисков, гидросистема, математическая модель, частотные характеристики.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

Одним из приоритетных направлений повышения эффективности работы дисковых измельчителей, реализующих для диспергирования материалов принцип истирания, является создание дополнительных раздавливающих усилий за счёт наложения колебательных движений на рабочие органы [1].

В конструкции дисковой мельницы [2] движение качания нижнего диска реализовано с помощью электрогидравлических толкателей через блок управления, расположенных на внешней периферии диска с тыльной стороны от его рабочей поверхности, чем достигается повышение эффективности измельчения материалов за счёт комплексного воздействия истирающих и сдавливающих усилий между рабочими органами машины. Основным негативным влиянием в данной схеме осуществления качаний диска остаётся значительное число применяемых электроприводов, что существенным образом сказывается на повышении стоимости такого типа измельчителей и, кроме того, приводит к конструктивным усложнениям. При этом наблюдается возрастание инерционности отклика колебательной системы и элементов управления

ввиду интегральных задержек в отклике системно связанных управляющих элементов, обеспечивающих создание усилий сжатия.

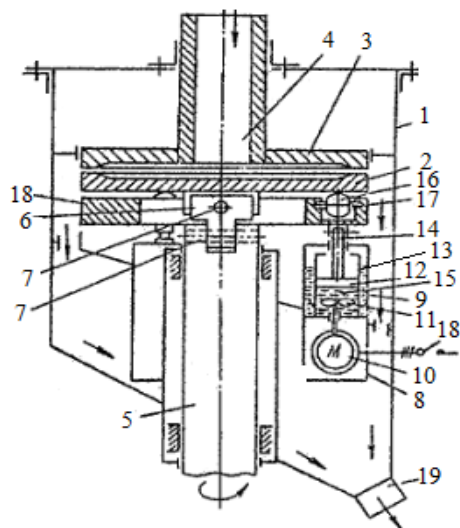
Чисто механический принцип обеспечения импульсного сжатия дисков [3] ещё больше снижает надёжность работы таких конструкций мельниц и, кроме того, приводит к нерациональным затратам энергии на преодоление вредных многочисленных сил трения в кинематических парах, следящих за процессом сжатия.

Постановка задачи. Задачей аналитических исследований является создание возможности организации способа наложения импульсных нагрузок на рабочие органы дисковой мельницы с помощью гидротолкателей, управляемых программируемым микропроцессором.

Изложение материала и его результаты. Сама конструкция такой машины для наглядности приведена на рисунке 1. В ней процесс сжатия дисков между собой осуществляется гидроприводом.

В зависимости от режимов работы, свойств и видов измельчаемых материалов подбирается оптимальное соотношение гидротолкателей и мощности гидропривода и всей установки в целом. При этом стоит отметить, что гидротолкатели в дис-

ковой мельнице могут быть установлены в любом количестве, необходимом для обеспечения эффективной работы машины по качеству готового продукта (фракционного состава) и требуемой производительности.



- 1 — корпус; 2 — нижний диск; 3 — верхний диск;
 4 — загрузочный патрубок; 5 — вал;
 6 — универсальный шарнир; 7 — ось;
 8 — электрогидротолкатель; 9 — камера;
 10 — электродвигатель; 11 — центробежный насос;
 12 — гидроцилиндр; 13 — поршень;
 14 — шток; 15 — внутренняя полость гидротолкателя;
 16 — ролик; 17 — ось ролика;
 18 — корпус; 19 — загрузочное отверстие

Рисунок 1 Дискосовая машина с гидроприводом качения диска

Для успешного решения поставленной задачи необходимы:

1. Расчёт гидравлической системы толкателей, времени срабатывания каждого цилиндра (плунжера), периодичность включения цилиндров (плунжеров), количество цилиндров (плунжеров).

2. Реализация системы управления распределителями на базе современных микропроцессорных средств.

Гидропривод толкателей режущей гарнитуры дискового измельчителя представлен на рисунке 2 [4].

Основными достоинствами предложенной схемы являются: синхронизация рабо-

ты всех 6 гидроцилиндров (ГЦ) вне зависимости от приложенной нагрузки на каждый из ГЦ; дешевизна конструкции; высокая надежность; простота исполнения системы без существенных изменений в конструкции дискового измельчителя; отсутствие дорогой аппаратуры, такой как электрогидравлические толкатели; высокое быстродействие системы вследствие низкой инерционности; простота исполнения системы управления гидроприводами.

Гидравлическая схема (рис. 2) состоит из шести ГЦ, насоса, фильтра тонкой очистки, 4-линейного 3-позиционного гидрораспределителя, предохранительного клапана, обратных клапанов, редукционного клапана, дросселя с обратным клапаном, гидробака и магистрального трубопровода.

Принцип синхронизации работы 6 ГЦ состоит в следующем: 6 гидроцилиндров с 2-сторонним штоком одинаковых размеров последовательно подключаются друг к другу. За счёт последовательного подключения они работают синхронно и повторяют движение первого ГЦ, на который подаётся давление насоса. Так как в рассматриваемой гидросистеме возможны утечки (внутренние и внешние), было решено запитать все ГЦ дополнительной гидромагистралью 1 — линией подпитки (рис. 1). Данная схема обеспечивает синхронизацию работы всех 6 ГЦ вне зависимости от приложенной нагрузки на каждый из них.

Поскольку выходное звено разрабатываемого гидропривода должно совершать вынужденные периодические движения определённой амплитуды и частоты, то в качестве задающего генератора будет использован генератор синусоидальных сигналов. Его выходной электрический сигнал поступает на вход электромеханического или электромагнитного преобразователя, где преобразуется в пропорциональное механическое перемещение регулирующего органа (золотника). В качестве гидравлического усилителя используется клапан пропорционального регулирования — золотник. Источником питания является гидравлический насос.

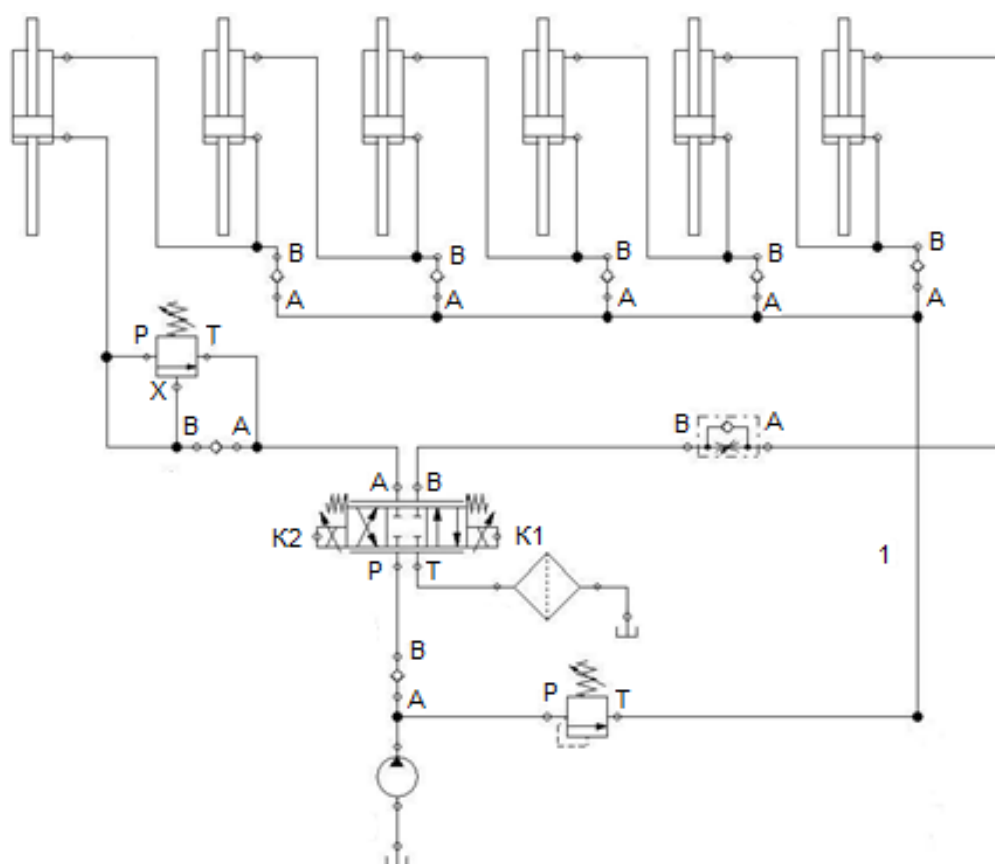


Рисунок 2 Гидравлическая схема толкателей режущей гарнитуры дискового измельчителя с обозначением основных гидромагистралей

На рисунке 2 показана электрическая цепь, состоящая из генератора синусоидальных сигналов, электронного усилителя и двух электромеханических преобразователей (K1 и K2) непрерывного пропорционального перемещения золотника.

Частота собственных колебаний подвижных элементов электромеханических преобразователей находится в области более высоких значений (120–300 Гц) [5], чем диапазон рабочих частот проектируемого гидропривода измельчителя. Тогда будем полагать, что в области низких частот данный преобразователь будет вести себя, как пропорциональное звено, и поэтому не будем учитывать его динамические и частотные характеристики при анализе работы гидропривода, полагая его передаточный коэффициент равным 1.

Для анализа работы механизма качания режущей гарнитуры в дисковом измельчи-

теле построим математическую модель разрабатываемого гидропривода с учётом принятых допущений и рассчитанных параметров гидропривода измельчителя:

$$\frac{dy}{dt} = k_v \sqrt{1 - \frac{c_n \cdot y}{p_0 \cdot F_n} \cdot \operatorname{sgn}(\sin(\omega \cdot t))} x^* \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (1)$$

где k_v — крутизна скоростной характеристики холостого хода гидравлического исполнительного механизма с идеальным золотником; c_n — жёсткость внешней нагрузки, приведённая к поршню; y — перемещение поршня; p_0 — постоянная сила, действующая на поршень; F_n — эффективная площадь поршня; ω — частота управляющего сигнала; t — время; x^* — амплитуда колебаний золотника.

На рисунке 3 приведена модель системы, построенная по уравнению (1).

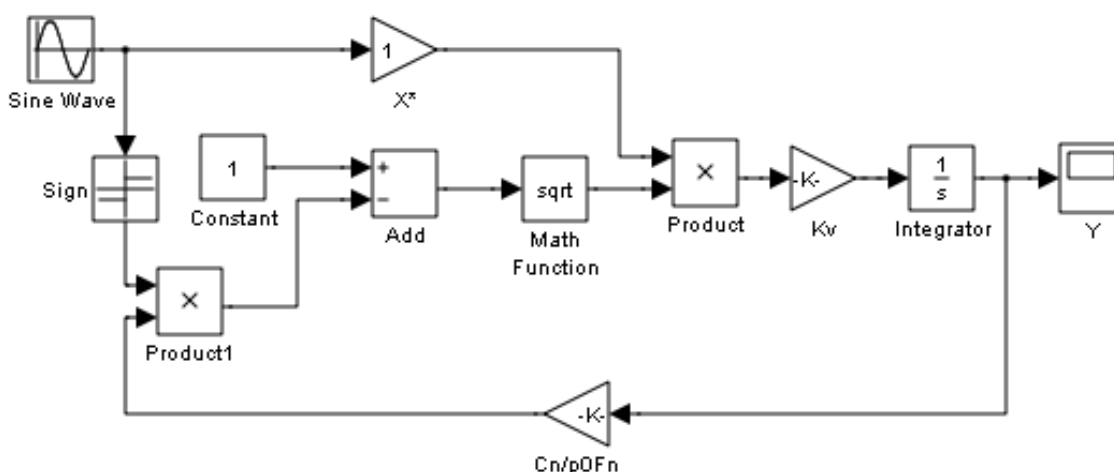


Рисунок 3 Имитационная модель разрабатываемой системы управления гидроприводом качания режущей гарнитуры в дисковом измельчителе

На рисунках 4–5 приведены графики вынужденных периодических колебаний поршней исполнительных гидроцилиндров, нагруженных позиционной нагрузкой при задающей частоте генератора $\omega=3,86$ рад/с.

Из графика, приведённого на рисунке 4, можно увидеть, что время выхода гидропривода на заданный режим установившихся колебаний (далее будем использовать термин «время переходного процесса») составляет $t_{mn}=27$ с, что является приемлемой величиной, поскольку никакими требованиями технологии измельчения не регламентирована. Частота вынужденных колебаний поршней исполнительных ГЦ соответствует заданной генератором, что можно увидеть на рисунке 5 посредством вычисления частоты через период колебаний $\omega=2\pi/T_k=6,28/1,65=3,86$ рад/с или линейное значение 0,6 Гц.

Управление амплитудой периодических колебаний поршней исполнительных ГЦ, можно осуществить несколькими способами: 1) изменением напряжения смещения выходного сигнала задающего генератора; 2) изменением амплитуды выходного сигнала задающего генератора; 3) изменением частоты задающего сигнала генератора. Графики вынужденных периодических колебаний поршней исполни-

тельных ГЦ с учётом описанных способов регулирования показаны на рисунках 6–9.

Так, изменением напряжения смещения выходного сигнала задающего генератора (рис. 6) можно регулировать зазоры между рабочими дисками измельчителя. Положительное значение напряжения смещения увеличивает зазор между дисками, тем самым повышая крупность дробимого материала, и наоборот, отрицательное — к уменьшению крупности помола.

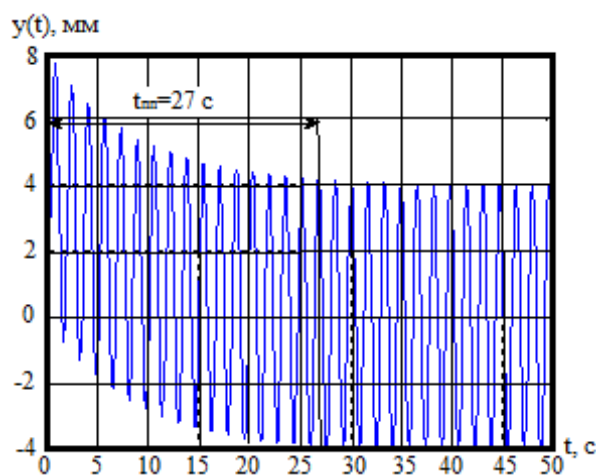


Рисунок 4 График вынужденных периодических колебаний поршней исполнительных ГЦ, нагруженных позиционной нагрузкой при задающей частоте генератора $\omega=3,86$ рад/с

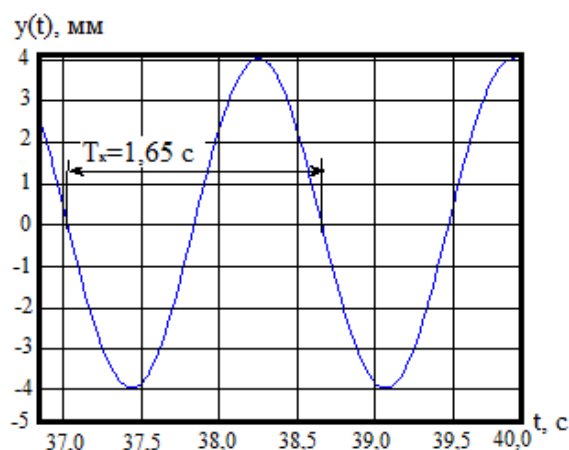


Рисунок 5 Определение частоты вынужденных периодических колебаний поршней исполнительных ГЦ, нагруженных позиционной нагрузкой при задающей частоте генератора $\omega=3,86$ рад/с

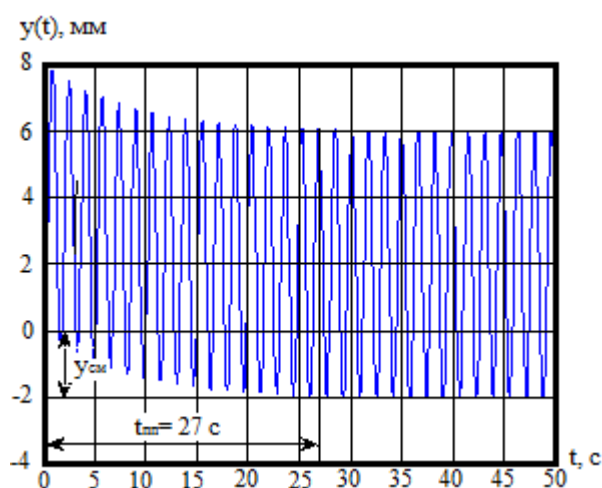


Рисунок 6 График вынужденных периодических колебаний поршней исполнительных ГЦ, нагруженных позиционной нагрузкой при задающей частоте генератора $\omega=3,86$ рад/с при смещении напряжения генератора относительно равновесного состояния

Время переходного процесса (выход на режим установившихся колебаний) при таком способе регулирования не изменяется и составляет $t_{mn}=27$ с.

Второй способ регулирования, например, при уменьшении амплитуды выходного сигнала задающего генератора в два раза, наоборот, увеличивает время переходного процесса также в два раза $t_{mn}=54$ с,

что показано на рисунке 7. При этом амплитуда колебания поршней исполнительных гидроцилиндров уменьшается пропорционально входному сигналу задающего генератора. Поэтому при отсутствии дополнительных требований технологии измельчения данный способ применим для реализации периодических колебаний, если требуется фиксированное значение частоты генератора.

Третий способ регулирования осуществляется посредством изменения частоты задающего генератора. Для его реализации необходимо знать амплитудно-частотную характеристику гидропривода. Так, на рисунке 8 показан пример увеличения частоты согласно АЧХ гидропривода, амплитуда при этом пропорционально уменьшается до 2 мм.

Отметим, что время переходного процесса при таком способе остается постоянным и составляет $t_{mn}=27$ с. Частота вынужденных колебаний поршней исполнительных ГЦ соответствует заданной генератором, что можно увидеть на рисунке 9 посредством вычисления частоты колебаний через их период $\omega=2\pi/T_k=6,28/0,83=7,72$ рад/с или линейное значение 1,2 Гц.

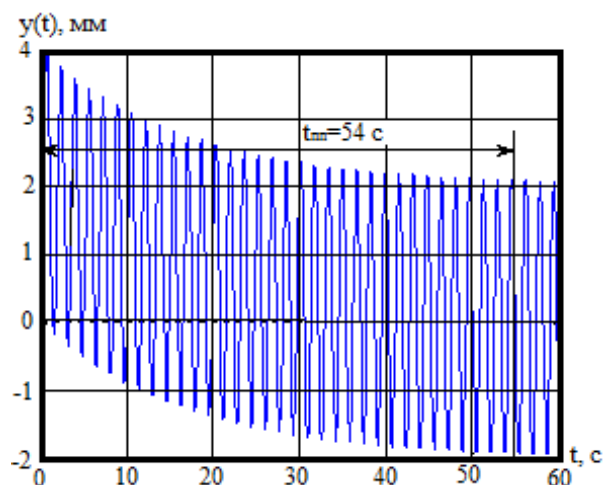


Рисунок 7 График вынужденных периодических колебаний поршней исполнительных ГЦ, нагруженных позиционной нагрузкой при задающей частоте генератора $\omega=3,86$ рад/с и уменьшенной в 2 раза амплитуде выходного сигнала генератора

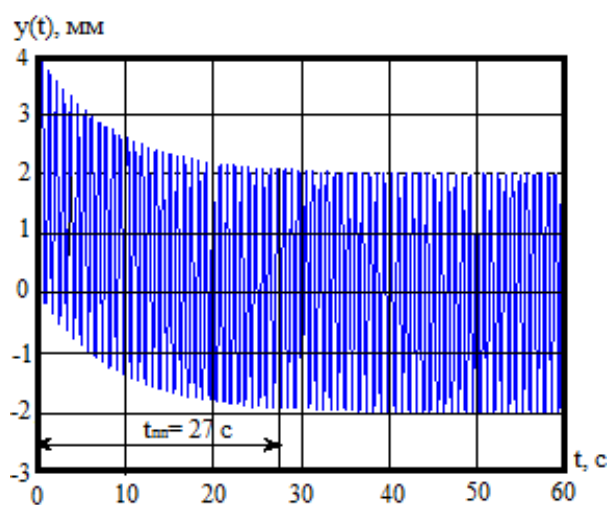


Рисунок 8 График вынужденных периодических колебаний поршней исполнительных ГЦ, нагруженных позиционной нагрузкой при задающей частоте генератора $\omega=7,72$ рад/с

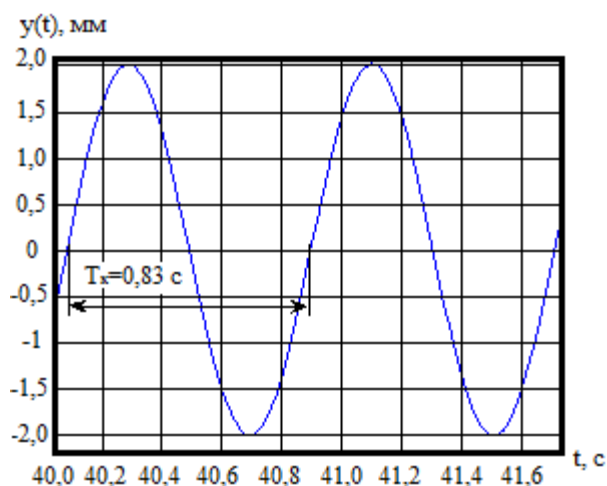


Рисунок 9 Определение частоты вынужденных периодических колебаний поршней исполнительных ГЦ, нагруженных позиционной нагрузкой при задающей частоте генератора $\omega=7,72$ рад/с

При таком способе также увеличивается и производительность измельчителя и качество помола, однако увеличиваются и энергозатраты.

Следует отметить тот факт, что полный ход поршней исполнительных ГЦ составляет удвоенное значение амплитуды, показанной на представленных графиках. Так, значение амплитуды 4 мм соответствует полному ходу поршней в 8 мм. Для регулирования можно применять одновременно несколько способов.

Таким образом, в результате проведенных исследований была предложена математическая модель гидропривода дискового измельчителя, построены его частотные характеристики и определены параметры управления вынужденными периодическими колебаниями поршней исполнительных ГЦ, проведен анализ работы спроектированной системы.

Выводы и направление дальнейших исследований.

Время выхода гидропривода на заданный режим установившихся колебаний является приемлемой величиной.

Частота вынужденных колебаний поршней исполнительных гидроцилиндров соответствует заданной генератором.

Величины зазоров между рабочими дисками измельчителя можно регулировать изменением напряжения смещения выходного сигнала задающего генератора.

Частота вынужденных колебаний поршней исполнительных гидроцилиндров соответствует заданной генератором.

В зависимости от технологических условий возможно управление амплитудой периодических колебаний поршней исполнительных гидроцилиндров.

Библиографический список

1. Левченко, Э. П. Повышение эффективности дисковых измельчителей [Текст] / Э. П. Левченко, А. Н. Тумин, Н. Г. Алферов // Сборник научных трудов ДонГТУ. — Алчевск, 2017. — Вып. 48. — С. 92–96.

2. А. с. № 1747151 СССР, МКИ^В В 02 С 7/08. Мельница / А. И. Свеженец, В. Н. Алтухов ; заявитель и патентообладатель Комму. горн.-мет. ин-т. — № 4828110 ; явл. 29.05.90 ; опубл. 15.07.92, Бюл. № 26. — 4 с. : ил.

3. А. с. № 1634315 СССР, МКИ⁵ В 02 С 7/08, 7/10. Устройство для измельчения / В. Н. Ульяницкий, В. Н. Алтухов, Э. П. Левченко ; заявитель и патентообладатель Коммун. горн.-мет. ин-т. — № 4626173 ; заявл. 27.12.88 ; опубл. 15.03.91, Бюл. № 10. — 3 с. : ил.

4. Алферов, Н. Г. Гидравлическое управление сжимающимися нагрузками в дисковой мельнице [Текст] / Н. Г. Алферов, Э. П. Левченко, А. Н. Тумин // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства : материалы международной научно-технической конференции ДонГТУ. — Алчевск, 2016. — С. 26–27.

5. Хохлов, В. А. Электрогидравлические следящие системы [Текст] // В. А. Хохлов, В. Н. Прокофьев, Н. А. Борисова и др. — М. : Машиностроение, 1971. — 431 с.

© Тумин А. Н.

© Левченко Э. П.

© Новохатский А. М.

© Жильцов А. П.

Тумін О. М., к.т.н. Левченко Е. П., д.т.н. Новохатський О. М. (ДонДТУ, м. Алчевськ, ЛНР), к.т.н. Жильцов О. П. (ЛДТУ, м. Липецьк, РФ)

РОЗРОБКА СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ РОБОЧОЇ ГАРНІТУРИ У ДИСКОВОМУ МЛІНІ

Наведено результати аналітичних досліджень можливостей створення качання робочих органів дискового млина для організації комбінованих зусиль тертя та роздавлювання на матеріал. Розроблено математичну модель гідроприводу, отримано його частотні характеристики та визначено параметри управління вимушеними періодичними коливаннями поршнів, проведено аналіз роботи спроектованої системи.

Ключові слова: аналітичні дослідження, дисковий млин, стирання, роздавлювання, качання дисків, гідросистема, математична модель, частотні характеристики.

Tumin A. N., PhD Levchenko E. P., Doctor of Tech. Sc. Novokhatskiy A. M. (DonSTU, Alchevsk, LPR), Ph.D. Zhiltsov A. P. (LSTU, Lipetsk, the Russian Federation)

DEVELOPMENT OF THE CONTROL SYSTEM FOR THE IMPLEMENTATION OF THE FORCED VIBRATIONS OF THE WORKING TOOLS IN THE DISC MILL

The analytical studies results are presented for the swaying possibilities of the working organs of a disk mill for organizing combined abrasion and crushing forces on a material. The mathematical model of the hydraulic drive is developed, its frequency characteristics are obtained and the control parameters of the forced periodic oscillations of the pistons are determined, the work of the designed system has been analyzed.

Key words: analytical studies, disk mill, abrasion, crushing, swaying of disks, hydraulic system, mathematical model, frequency characteristics.