

УДК 622.232

П.А. Горбатов, д-р техн. наук, проф., **Н.М. Лысенко**, канд. техн. наук, доц., **М.В. Перинский**, магистр, ДонНТУ, Украина

E-mail: lysenko_nm@ukr.net

Имитационные математические модели для прогнозирования максимальных нагрузок в подсистемах привода исполнительных органов очистных комбайнов с разными структурно-параметрическими решениями^{НГ}

Разработаны нелинейные имитационные математические модели, описывающие динамическое поведение подсистем привода очистных комбайнов с альтернативными структурно-параметрическими решениями при прорезании режком твердых включений. Эти модели предназначены для решения задач прогнозирования максимальных нагрузок и оптимизации динамико-прочностных свойств указанных подсистем.

Ключевые слова: очистной комбайн, подсистемы привода, виброзащитные устройства, твердые включения, максимальные нагрузки, математические модели, имитационное моделирование.

P.A. Gorbatov, N.M. Lysenko, M.V. Perinsky

Simulation Mathematical Models for Forecasting of the Maximum Loadings in Subsystems of a Drive of Executive Powers of Clearing Combines with Different Structurally-Parametrical Solution

Developed nonlinear simulation mathematical models describing the dynamic behavior of the subsystems drive treatment combainov alternative structural-parametric solution for cutting cutter solids. These models are designed to meet the challenges of forecasting heavy loads and the optimization of the dynamic-mechanical properties of these subsystems.

Keywords: continuous miner, subsvstem drive vibroprotection device, solid inclusions, the maximum load, the mathematical model, simulation.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

Для тяжело нагруженных силовых подсистем очистных комбайнов (ОК), на которые накладываются жесткие габаритные ограничения, актуальной проблемой является оптимизация динамико-прочностных свойств "слабых звеньев" в составе этих подсистем в целях обеспечения требуемого уровня их надежности. Для решения этой проблемы на стадии оптимального параллельного проектирования ОК как целостных энергодинамических систем необходимо располагать достаточно представительными оценками нагрузок, формирующихся в их силовых подсистемах, отличающихся альтернативными структурно-параметрическими решениями, как при

стационарных, так и при импульсных режимах нагружения.

Одна из важных и практических задач в рамках рассматриваемой проблемы заключается в разработке корректных математических моделей (ММ) динамического функционирования соответствующих силовых подсистем в составе целостных технических систем – ОК при недостаточно изученных в настоящее время импульсных режимах их нагружения, обуславливающих формирование максимальных нагрузок, которые оказывают существенное негативное влияние на параметры надежности ОК.

Настоящая работа посвящена дальнейшему развитию имитационных математических моделей, позволяющих осуществлять прогнозирование максимальных нагрузок в тяжело нагружен-

ных подсистемах привода исполнительных органов ОК в целях оптимизации динамико-прочностных свойств этих подсистем на стадии проектирования.

В соответствии с представлением ОК как совокупности ряда подсистем, обладающих достаточной функциональной самостоятельностью [1–3], в состав подсистем привода исполнительных органов (ПИО), обеспечивающих вращательное движение исполнительных органов (ИО), входят приводные электродвигатели, редукторы и собственно ИО. При этом под вышеуказанной оптимизацией понимается [1–3]:

получение достаточно корректных оценок максимальных нагрузок как исходных данных для последующих прочностных расчетов альтернативных вариантов конструктивных решений "слабых звеньев" подсистем ПИО;

установление рациональных (с позиций минимизации максимальных нагрузок) структурно-параметрических решений подсистем ПИО как динамических объектов, прежде всего на основе использования эффективных виброзащитных устройств (ВЗУ), которые следует рассматривать как своеобразные "динамически доброжелательные" интерфейсы в составе данных подсистем, как это осуществляется, например, в судо-, авиа-, автомобиле-, станкостроении.

Анализ исследований и публикаций

На основании анализа ряда научных работ в области формирования максимальных нагрузок [1–10 и др.] можно сделать следующие выводы:

1) максимальные нагрузки формируются при импульсных режимах нагружения, характеризующихся центральным прорезанием твердых включений (ТВ) в угольных пластах одним резцом;

2) в Донбассе распространены преимущественно карбонатно-пиритные ТВ, разрушаемые, как правило, одним крупным сколом, и карбонатные – несколькими крупными сколами;

3) известные ММ динамического функционирования подсистем ПИО при рассматриваемых режимах нагружения [1, 4, 9, 10 и др.]:

не описывают формирование на резце импульсных нагрузок многократного характера, соответствующих прорезанию карбонатных ТВ несколькими крупными сколами;

базируются на упрощенных ММ приводных электродвигателей (модели Ривина, Вейца, Венцке), недостаточно адекватно отражающих динамические свойства электро-

двигателей в нелинейной зоне механической характеристики, работа в которой наиболее вероятна при импульсных нагружениях;

не учитывают диссипативный момент, формирующийся на исполнительном органе и обусловленный его динамическим взаимодействием с разрушаемым и выгружаемым массивами;

не учитывают нелинейность диссипативных свойств, присущую известным конструкциям ВЗУ и проявляющуюся в виде трения рессорного типа [2, 3];

описывают импульсные нагрузки на резце в функции времени, а не в функции его пути; при таком подходе не учитываются изменения скорости движения ИО в процессе прорезания ТВ, которые, как показывает анализ, могут быть существенными.

Указанные выше результаты анализа послужили основой для формулирования задач исследования.

Постановка задач

Основные задачи исследования:

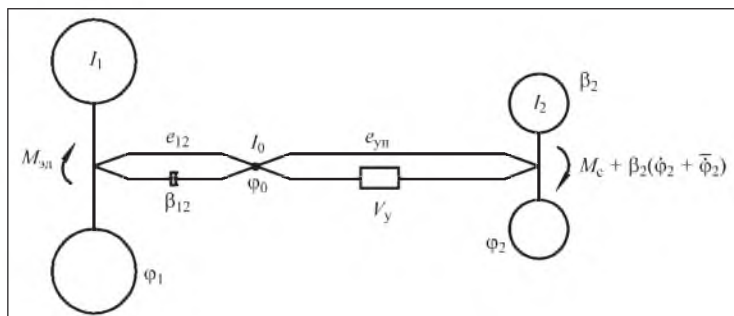
обосновать основные допущения и разработать обобщенную эквивалентную динамическую схему подсистем ПИО с разными структурными решениями;

совершенствовать имитационные математические модели динамического функционирования подсистем ПИО с разными структурными решениями при прорезании резцом ТВ в целях устранения недостатков, изложенных в п. 3 рубрики "Анализ исследований и публикаций".

Изложение материала и результаты

Рассмотрим предлагаемую обобщенную эквивалентную схему, отражающую динамические характеристики подсистем ПИО при отсутствии и наличии ВЗУ (см. рисунок).

Здесь и ниже рассматриваются динамические параметры, приведенные к валу электродвигателя:



Обобщенная эквивалентная динамическая схема подсистем ПИО с разными структурными решениями

I_1 и I_2 , φ_1 и φ_2 – моменты инерции главных масс подсистемы (ротора электродвигателя и исполнительного органа) с присоединенными к ним массами и их угловые координаты;

e_{12} и β_{12} – коэффициенты податливости и демпфирования механического участка подсистем ПИО;

φ_0 – угловая координата валопровода, соответствующая массе ведущих элементов ВЗУ с моментом инерции I_0 ;

$M_{эд}$ – электромагнитный момент электродвигателя;

M_c – момент сил сопротивления на исполнительном органе;

$e_{уп}$ и V_y – коэффициент податливости и демпфирующий момент на участке ВЗУ;

β_2 – линеаризованный коэффициент демпфирования, обусловленный:

влиянием внешних автосвязей по скоростям, обуславливающим эффекты, эквивалентные демпфированию [2, 11], при колебаниях подсистемы с собственной частотой, что характерно при рассматриваемом импульсном ее возмущении;

взаимодействием шнекового исполнительного органа с выгружаемым углем, находящимся в напряженном состоянии [6].

Основные допущения, соответствующие решению поставленных задач, известные и принятые применительно к эквивалентной динамической схеме (см. рисунок), следующие:

взаимодействие через внешние взаимные связи [2, 11] подсистемы привода с другими силовыми подсистемами комбайна с поворотными блоками резания и жестким тяговым органом в первом приближении не учитывается;

подсистемы ПИО представлены в виде двух главных сосредоточенных масс;

упругие и диссипативные свойства механического участка подсистем ПИО рассматриваются в линейной постановке;

ВЗУ встроено в сопряжение "выходной вал трансмиссии–исполнительный орган";

упругая характеристика на рабочем участке ВЗУ линейная; режимы запирания устройства отсутствуют, так как предполагается, что момент запирания ВЗУ выше, чем формирующиеся максимальные нагрузки;

момент инерции ведущих элементов ВЗУ I_0 ничтожно мал по сравнению с моментом инерции I_2 .

Применительно к описанию диссипативных свойств ВЗУ и динамической характеристики

приводного электродвигателя необходимые зависимости и пояснения к ним приведены ниже.

ММ рассматриваемой подсистемы, предполагающие их последующую компьютерную реализацию с помощью методов численного интегрирования (например, Рунге–Кутта четвертого порядка), выглядят следующим образом.

1. При отсутствии ВЗУ, когда $e_{уп} = 0$:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{эд}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c - \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \bar{\dot{\varphi}}_2). \end{cases} \quad (1)$$

Здесь $\bar{\dot{\varphi}}_2$ – среднее значение параметра $\dot{\varphi}_2$ при нагрузке $M_c = \bar{M}_c = \text{const}$.

2. При наличии ВЗУ и возможностью описания его диссипативных свойств в линейной постановке, с эквивалентным коэффициентом демпфирования β_y , т.е. когда $V_y = \beta_y (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2)$:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) + \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_0) = M_{эд}; \\ I_0 \ddot{\varphi}_0 - \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) - \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_0) + \beta_y (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2) + \\ + \frac{1}{e_{уп}} (\varphi_0 - \varphi_2) = 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_y (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2) - \frac{1}{e_{уп}} (\varphi_0 - \varphi_2) = -M_c - \\ - \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \bar{\dot{\varphi}}_2). \end{cases} \quad (2)$$

Поскольку упругие связи с коэффициентами податливости e_{12} и $e_{уп}$ и диссипативные связи с коэффициентами демпфирования β_{12} и β_y соединены последовательно и описываются в линейной постановке, а момент инерции I_0 ничтожно мал по сравнению с I_2 , для решения ряда инженерных задач (в том числе рассматриваемой) систему уравнений можно упростить, рассмотрев только две степени свободы, относящиеся к массам I_1 и I_2 (φ_1 и φ_2). При этом предполагаются следующие известные допущения (индекс "э" указывает на то, что рассматривается механический участок "ротор двигателя–исполнительный орган"):

коэффициент поглощения определяется зависимостью $\varepsilon_э \approx 2\delta_э$, где $\delta_э$ – логарифмический декремент колебаний;

коэффициент демпфирования $\beta_3 = \frac{\varepsilon_3}{2\pi e_3 \omega_{c3}}$.

Здесь $e_3 = e_{12} + e_{уп}$; $\omega_{c3} = (e_3 I_3)^{-0,5}$ – собственная частота колебаний;

$I_3 = I_1 I_2 (I_1 + I_2)^{-1}$ – эквивалентный момент инерции.

Тогда, учитывая, что относительное демпфирование $\psi_3 = \frac{\varepsilon_3}{4\pi}$,

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_{12} e_{12} e_3^{-1} + \varepsilon_{уп} e_{уп} e_3^{-1} \text{ и } \psi_3 = \psi_{12} e_{12} e_3^{-1} + \psi_{уп} e_{уп} e_3^{-1},$$

получим

$$\beta_3 = \frac{2\psi_3}{(e_3 I_3^{-1})^{0,5}}.$$

ММ при таком представлении выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_3} (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{эд}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \frac{1}{e_3} (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c - \\ - \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_2). \end{cases} \quad (3)$$

3. При наличии ВЗУ и описании его диссипативных свойств в нелинейной постановке, отражающей сложное рессорное трение, состоящее из сухого и пропорционального деформации упругой связи.

Особенностью поведения рассматриваемой нелинейной системы является наличие при колебательном процессе этапов относительного движения соединяемых упругой связью элементов устройства, когда $\dot{\varphi}_y = \dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2 \neq 0$ и этапов относительного покоя, когда $\dot{\varphi}_y = 0$. В последнем случае сечения валопровода с координатами φ_2 и φ_0 движутся совместно, относительный угол поворота между ними (угловая деформация упругой связи) $\varphi_y = \text{const}$. Иными словами, на этапе относительного движения ведомые элементы ВЗУ (с моментом инерции I_2) движутся относительно сопрягаемых ведущих элементов (с моментом инерции I_0). При этом на сопрягаемых поверхностях скольжения формируются силы трения рессорного типа. На этапе относительного покоя указанное относительное движение (проскальзывание) отсутствует, и ведомые элементы ВЗУ движутся совместно с его ведущими элементами.

ММ подсистем ПИО при таком рассмотрении имеют следующий вид:

на этапах относительного движения (в этом случае $\dot{\varphi}_0 \neq \dot{\varphi}_2$):

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\varphi}_0 - \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) - \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_0) + M_p = 0; \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) + \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_0) = M_{эд}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - M_p = -M_c - \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_2), \end{cases} \quad (4)$$

на этапах относительного покоя (в этом случае $\dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}_2$ и $\varphi_y = \varphi_0 - \varphi_2$):

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_0 = \ddot{\varphi}_2; \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_0) = M_{эд}; \\ (I_2 + I_0) \ddot{\varphi}_2 - \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) - \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_0) = \\ = -M_c - \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_2). \end{cases} \quad (5)$$

В уравнениях (4):

$M_p = M_{yy} + V_y$, $M_{yy} = e_{уп}^{-1} \varphi_y$, $V_y = k M_{yy}$ – реактивный (крутящий), упругий и диссипативный моменты на участке ВЗУ;

при $\dot{\varphi}_y > 0$ $V_y = k_1 M_{yy}$ и $M_p = e_{уп}^{-1} \varphi_y (1 + k_1) = b \varphi_y$;

при $\dot{\varphi}_y < 0$ $V_y = k_2 M_{yy}$ и $M_p = e_{уп}^{-1} \varphi_y (1 - k_2) = d \varphi_y$;

k_1 и k_2 – постоянные для конкретного ВЗУ коэффициенты, характеризующие относительное трение рессорного типа и зависящие от структуры и конструктивных параметров устройства [2].

При описании движения подсистемы привода уравнениями (4) суммарный момент M_Σ , действующий на массу I_2 , равен M_p :

$$M_\Sigma = I_2 \ddot{\varphi}_2 + M_c + \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_2) = M_p. \quad (6)$$

При этом:

$$\text{а) } M_p = b \varphi_y, \dot{\varphi}_y > 0; \quad \text{б) } M_p = d \varphi_y, \dot{\varphi}_y < 0. \quad (7)$$

Уравнения (5) описывают поведение подсистемы привода при выполнении силового условия: $d \varphi_y < M_\Sigma < b \varphi_y$.

Для исследования колебаний в рассматриваемой нелинейной подсистеме с ВЗУ должен использоваться метод припасовывания (сшивания) решений дифференциальных уравнений движе-

ния на границах этапов относительного движения и относительного покоя.

Как известно [3, 7, 8], наиболее корректно динамическое поведение асинхронных электродвигателей (ЭД) в нелинейной зоне их механических характеристик, работа в которой весьма вероятна при формировании максимальных (пиковых) нагрузок в подсистемах привода ИО очистных комбайнов, описывает ММ, базирующаяся на фундаментальных научных исследованиях Парка–Горева. Эта система уравнений отражает соотношение пространственных векторов соответствующих электрических характеристик и учитывает непостоянство параметров ЭД при изменении их скольжения и влияния питающей сети.

Кроме общепринятых допущений, применительно к рассматриваемой ММ в работе [7] обоснована замена короткозамкнутого ротора с формой пазов сложного профиля на верхний и нижний эквивалентные контуры, для которых активные R и индуктивные X сопротивления не зависят от скольжения S . Правомочность вышеуказанных допущений подтверждена соответствующими исследованиями путем сопоставления результатов натурных и вычислительных экспериментов очистных комбайнов 1ГШ68 и РКУ13 [3, 8].

С учетом изложенного, на основе этих работ рассмотрена нижеприведенная ММ, описывающая динамические процессы в электродвигателе в составе ММ (1)–(5) с учетом вытеснения тока в короткозамкнутом роторе и потерь в питающей электросети

$$\begin{cases}
 \dot{\psi}_{s\alpha} = \omega_0 d_s [(C_s - 1)\psi_{s\alpha} + C_{rB}\psi_{v\alpha} + C_{rH}\psi_{H\alpha}] + U_m \cos(\omega_0 t) - \Delta U_{s\alpha}; \\
 \dot{\psi}_{b\alpha} = \omega_0 d_{rB} [C_s \psi_{s\alpha} + (C_{rB} - 1)\psi_{v\alpha} + C_{rH}\psi_{H\alpha}] - \dot{\phi}_1 \psi_{H\beta} p; \\
 \dot{\psi}_{H\alpha} = \omega_0 d_{rH} [C_s \psi_{s\alpha} + C_{rB}\psi_{v\alpha} + (C_{rH} - 1)\psi_{H\alpha}] - \dot{\phi}_1 \psi_{H\beta} p; \\
 \dot{\psi}_{s\beta} = \omega_0 d_s [(C_s - 1)\psi_{s\beta} + C_{rB}\psi_{v\beta} + C_{rH}\psi_{H\beta}] + U_m \sin(\omega_0 t) - \Delta U_{s\beta}; \\
 \dot{\psi}_{b\beta} = \omega_0 d_{rB} [C_s \psi_{s\beta} + (C_{rB} - 1)\psi_{v\beta} + C_{rH}\psi_{H\beta}] + \dot{\phi}_1 \psi_{H\alpha} p; \\
 \dot{\psi}_{H\beta} = \omega_0 d_{rH} [C_s \psi_{s\beta} + C_{rB}\psi_{v\beta} + (C_{rH} - 1)\psi_{H\beta}] + \dot{\phi}_1 \psi_{H\alpha} p; \\
 I_1 \ddot{\phi}_1 + \beta_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + \frac{1}{e_{12}} (\phi_1 - \phi_2) = M_{эд}; \\
 M_{эд} = \frac{3\omega_0 p}{2X_s} [\psi_{s\beta} (C_s \psi_{s\alpha} + C_{rB}\psi_{v\alpha} + C_{rH}\psi_{H\alpha}) - \psi_{s\alpha} (C_s \psi_{s\beta} + C_{rB}\psi_{v\beta} + C_{rH}\psi_{H\beta})].
 \end{cases} \quad (8)$$

При наличии ВЗУ и использовании ММ (3) в седьмое уравнение системы (8) нужно подставить вместо β_{12} и e_{12} соответственно β_3 и e_3 .

$$\begin{aligned}
 \text{Здесь } d_s &= \frac{R_s}{X_s}; d_{rB} = \frac{R_{rB}}{X_{rB}}; d_{rH} = \frac{R_{rH}}{X_{rH}}; \\
 C_s &= \frac{X_{sr}}{X_s}; C_{rB} = \frac{X_{sr}}{X_{rB}}; C_{rH} = \frac{X_{sr}}{X_{rH}}; X_{sr} = \\
 &= \left(\frac{1}{X_m} + \frac{1}{X_s} + \frac{1}{X_{rB}} + \frac{1}{X_{rH}} \right)^{-1};
 \end{aligned}$$

$$\Delta U_{s\alpha} = R_c i_{s\alpha} - X_c i_{s\beta}; \Delta U_{s\beta} = R_c i_{s\beta} - X_c i_{s\alpha};$$

$$i_{s\alpha} = \omega_0 X_s^{-1} (\psi_{s\alpha} - C_s \psi_{v\alpha} - C_{rB} \psi_{v\alpha} - C_{rH} \psi_{H\alpha});$$

$$i_{s\beta} = \omega_0 X_s^{-1} (\psi_{s\beta} - C_s \psi_{v\beta} - C_{rB} \psi_{v\beta} - C_{rH} \psi_{H\beta}).$$

Применительно к ЭД в вышеприведенной ММ обозначены:

s, rB, rH – индексы, характеризующие отношение данного параметра соответственно к статору, эквивалентному верхнему контуру ротора и эквивалентному нижнему контуру ротора;

$\psi_\alpha, \psi_\beta, \Delta U_{s\alpha}, \Delta U_{s\beta}, i_{s\alpha}, i_{s\beta}$ – проекции векторов потокосцеплений, падения напряжения статора (учитывается влияние питающей сети) и токов статора ψ на реальную (α) и мнимую (β) оси в неподвижной относительно статора системе координат $O \alpha \beta$;

$U_m = \sqrt{\frac{2}{3}} U_{ном}$ – амплитудное напряжение фазы;

$U_{ном} = 1140$ В – номинальное фазное напряжение сети;

R_c, X_c – активное и реактивное сопротивление питающей электросети (трансформатора и соединительных кабелей);

R_s, R_{rB}, R_{rH} – активные сопротивления: фазы обмотки статора и фаз верхней и нижней клеток ротора;

X_s, X_{rB}, X_{rH} – индуктивные сопротивления: синхронное статора и рассеивание верхней и нижней клеток ротора;

X_{sr}, X_m – индуктивные сопротивления соответственно приведенное статора и взаимной индукции;

$\omega_0 = 314 \text{ с}^{-1}$ – круговая частота питающей сети;

$p = 2$ – число пар полюсов;

C_s, C_{TB}, C_{rH} и d_s, d_{TB}, d_{rH} – соответственно коэффициенты относительного реактивного и относительного активного сопротивления, которые находятся в зависимости от параметров схемы замещения ЭД.

При моделировании момента сил сопротивления M_c применительно к решению в настоящей статье задач представляется целесообразным заложить два варианта формирования M_c :

в функции пути реза ($M_c(\varphi_2)$) как основной вариант, в наибольшей степени соответствующий физическим представлениям о механизме разрушения ТВ; при этом имеют место автономные уравнения движения, отражающие влияние колебаний угловой скорости ИО $\dot{\varphi}_2$ на формирование нагрузок;

в функции времени ($M_c(t)$) – для оценки возможности в инженерных расчетах упрощения решения систем дифференциальных уравнений.

Рассмотрим математическое описание M_c применительно к ТВ карбонатно-пиритного типа и формированию момента сил сопротивления на ИО, обусловленного центральным прорезанием резцом ТВ, в виде одиночного треугольного импульса с затянутым передним и вертикальным задним фронтами

$$M_c(\varphi_2) = \begin{cases} \bar{M}_c, & \text{если } \begin{cases} \varphi_2 \in [0; \varphi_{21}); \\ \varphi_2 \in (\varphi_{22}; \varphi_{23}]; \end{cases} \\ \bar{M}_c + \frac{M_{ck}(\varphi_2 - \varphi_{21})}{\varphi_{2H}}, & \text{если } \varphi_2 \in [\varphi_{21}; \varphi_{22}]; \end{cases} \quad (9)$$

$$M_c(t) = \begin{cases} \bar{M}_c, & \text{если } \begin{cases} t \in [0; t_1); \\ t \in (t_2; t_3]; \end{cases} \\ \bar{M}_c + \frac{M_{ck}(t - t_1)}{\tau_H}, & \text{если } [t_1; t_2]. \end{cases} \quad (10)$$

Здесь \bar{M}_c – средний уровень нагрузки M_c до встречи реза с ТВ;

$M_{ck} = 0,5Z_{п.ск.маx} D_H u_p^{-1}$ – максимальное значение момента сил сопротивления на ИО, обусловленное прорезанием ТВ резцом;

$Z_{п.ск.маx}$ – максимальное значение пиковой силы резания на резе при прорезании ТВ; принимается по зависимостям [12] или по результатам натуральных экспериментов при их наличии;

D_H – номинальный диаметр ИО; u_p – передаточное число редуктора;

$$\varphi_{2H} = \varphi_{22} - \varphi_{21} = \frac{2Z_{п.ск.маx} u_p}{C_{TB} D_H} \quad \text{и} \quad \tau_H = t_2 - t_1 =$$

$$= \frac{Z_{п.ск.маx}}{C_{TB} v_p} \quad \text{– угловое перемещение ИО при про-$$

резании ТВ и время действия импульса внешней нагрузки;

C_{TB} – коэффициент линейной жесткости ТВ; v_p – скорость резания;

$\varphi_{21}, \varphi_{23} - \varphi_{22}$ и $t_1, t_3 - t_2$ – угловые перемещения ИО и длительности при компьютерной реализации переходных режимов, соответствующих выходу процессов-откликов в подсистемах ПИО на установившийся режим после начала моделирования и затуханию этих процессов колебательного характера после воздействия импульса.

Усилие $Z_{п.ск.маx}$ приведено к ИО, все остальные параметры – к валу электродвигателя.

Рассмотрим математическое описание M_c применительно к ТВ карбонатного типа (а также в случае ТВ пиритного типа применительно к угольным бассейнам, где они распространены) и формированию момента сил сопротивления на ИО, обусловленного центральным прорезанием ТВ, в виде многократных импульсов внешней нагрузки (разрушение несколькими крупными сколами).

Максимальные нагрузки на ИО принимаются на основе зависимостей усилий резания Z на резе на всем пути $L_{п.ск}$ прорезания ТВ, полученных в результате натуральных экспериментов или на основе моделирования напряженно-деформированного состояния среды "ТВ–прилегающий угольный массив", взаимодействующей с резцом, с помощью трехмерных моделей и метода конечных элементов. Зафиксированные зависимости Z в функции от линейного перемещения реза $Z = f(L)$, где $L \in [0, L_{п.ск}]$ для реализации численного интегрирования должны быть преобразованы в аналитическую зависимость (методом кусочно-линейной аппроксимации) либо быть представлены в виде дискретного цифрового ряда $Z(L) = \{Z(n\Delta l)\}$ ($n\Delta l = 0; \Delta l; 2\Delta l; \dots; n\Delta l$) с достаточно малым интервалом дискретности Δl , увязанным с шагом численного интегрирования.

Взаимосвязь между линейным L и угловым φ_2 перемещениями реза отражает зависимость:

$$\varphi_2 = \frac{2Lu_p}{D_H}.$$

В этом случае используется дискретный цифровой ряд $Z(\varphi_2) = \{Z(n\Delta\varphi_2)\}$ ($n\Delta\varphi_2 = 0; \Delta\varphi_2; 2\Delta\varphi_2; \dots; n\Delta\varphi_2$).

Здесь угловой интервал $\Delta\varphi_2$ соответствует линейному Δl , т.е. $\Delta\varphi_2 = \frac{2\Delta l u_p}{D_{II}}$.

Если рассматривается $M_c(t)$, то взаимосвязь между t , L и φ_2 отображает зависимость:

$$t = \frac{2Lu_p}{D_{II}\varphi_2} = \frac{\varphi_2}{\dot{\varphi}_2}$$

Таким образом, при прорезании карбонатных и пиритных ТВ:

$$M_c(\varphi_2) = \begin{cases} \overline{M}_c, & \text{если } \begin{cases} \varphi_2 \in [0; \varphi_{21}); \\ \varphi_2 \in (\varphi_{22}; \varphi_{23}]; \end{cases} \\ \overline{M}_c + \frac{Z(\varphi_2)D_{II}}{2u_p}, & \text{если } \varphi_2 \in [\varphi_{21}; \varphi_{22}]; \end{cases} \quad (11)$$

$$M_c(t) = \begin{cases} \overline{M}_c, & \text{если } \begin{cases} t \in [0; t_1); \\ t \in (t_2; t_3]; \end{cases} \\ \overline{M}_c + \frac{Z(t)D_{II}}{2u_p}, & \text{если } t \in \left[\frac{\varphi_{21}}{\dot{\varphi}_2}; \frac{\varphi_{22}}{\dot{\varphi}_2} \right]. \end{cases} \quad (12)$$

В качестве основных процессов-откликов предлагается рассмотрение следующих величин (процессы M_{12} , M_{y12} , $\dot{\varphi}_2$ приведены к валу двигателя):

реактивный крутящий момент M_{12} и упругий момент M_{y12} , Н·м:

$$M_{12} = \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_{12}}(\varphi_1 - \varphi_2); \quad M_{y12} = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{e_{12}};$$

момент ЭД, Н·м:

$$M_{эд} = \frac{3\omega_0 p}{2X_s} \left[\psi_{s\beta} (C_s \psi_{s\alpha} + C_{rв} \psi_{в\alpha} + C_{rн} \psi_{н\alpha}) - \psi_{s\alpha} (C_s \psi_{s\beta} + C_{rв} \psi_{в\beta} + C_{rн} \psi_{н\beta}) \right];$$

угловые скорости ротора электродвигателя и шнека, с⁻¹: $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$;

$$\text{мощность ЭД, кВт: } P = \frac{M_{эд} \dot{\varphi}_1}{1000}.$$

Приведенные выше нелинейные ММ обладают новизной и отличаются, прежде всего:

- формированием импульсных нагрузок однократного и многократного характера на ИО применительно к прорезанию ТВ разного минералогического состава как в функции пути резца, так и (для сравнительного анализа) в функции времени;

- учетом демпфирования, обусловленного влиянием на динамические процессы внешних скоростных связей между разрушаемым массивом и рассматриваемой динамической системой;

взаимодействием исполнительного органа с выгружаемым углем;

- учетом динамических свойств виброзащитных устройств в линейной и нелинейной постановке как "динамически доброжелательных" интерфейсов в составе подсистем привода;

- использованием при исследовании динамического функционирования подсистемы привода при ее импульсном нагружении математической модели ЭД на базе фундаментальных уравнений Парка–Горева, которая наиболее корректно отражает процессы в электродвигателе при работе его в нелинейной зоне механической характеристики, что особо важно при рассмотрении формирования максимальных пиковых нагрузок.

Вывод и направление дальнейших исследований

Выполненные разработки предназначены для использования при решении методом имитационного моделирования задач прогнозирования максимальных пиковых нагрузок в подсистемах ПИО как исходных данных для прочностных расчетов и структурно-параметрической оптимизации динамических свойств этих подсистем на основе ВЗУ.

Список литературы

1. **Проектирование** и конструирование горных машин и комплексов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко, П.А. Горбатов, В.А. Межаков. М.: Недра, 1988. 368 с.
2. **Горбатов П.А.** Теория функционирования и совершенствование очистных комбайнов как нелинейных динамических систем: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Донецк, 1991. 35 с.
3. **Разработка** теории функционирования и методов оптимального проектирования для выемочных комбайнов нового поколения: Отчет / Донецкий национальный технический университет; Руководитель П.А. Горбатов; № ГР 0106 У 002278. Донецк, 2008. 435 с.
4. **Мотин Н.Н.** Снижение пиковых нагрузок в системе привода исполнительных органов очистных комбайнов: Дис. ... канд. техн. наук. Донецк, 1992. 211 с.
5. **Семенченко А.К.** Научные основы многокритериального синтеза горных машин как пространственных многомассовых динамических систем переменной структуры: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Донецк: ДонГТУ, 1997. 33 с.
6. **Бойко Н.Г.** Привод исполнительных органов очистных комбайнов. Донецк: РИА ДонНТУ, 2005. 140 с.
7. **Сивокобыленко В.Ф., Павлюков В.А.** Параметры и схемы замещения асинхронных электродвигателей с вытеснением тока в роторе // Электрические станции. 1976. № 2. С. 51–54.
8. **Потапов В.Г.** Режимы работы и определение рациональных параметров привода двухдвигательных очистных комбайнов. Дис. ... канд. техн. наук. Донецк, 1982. 245 с.
9. **Моделирование** разрушения углей режущими инструментами / Е.З. Позин, З.Я. Хургин В.Е. Бурдин и др. М.: Наука, 1981. 181 с.
10. **Гуляев В.Г., Горбатов П.А., Мотин Н.Н.** Исследование динамических свойств подсистем приводов исполнительных органов очистных комбайнов с виброзащитными устройствами // Изв. вузов. Горный журнал. 1996. № 1. С. 105–110.
11. **Горбатов П.А.** Теория формирования внешних связей с разрушенными массивами при функционировании выемочных комбайнов // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 9. С. 40–42.
12. **КД 12.10.042-99.** Комбайны очистные. Методика расчета максимальных нагрузок в трансмиссиях. Введен с 01.01.2000. Донецк: Минуглепром Украины, 1999. 9 с.