

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89Аркадиуш МЭНЖИК
Зугенуш СВИТОНСКИСилезский политехнический институт
Гливице, ПНРДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВОЗДЕЙСТВИЙ В ПЛАНЕТАРНОМ ПЕРЕДАЧЕ
С НЕЛИНЕЙНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Резюме. В настоящей работе представлен метод моделирования планетарной передачи головки угольного комбайна. Принято дискретную физическую модель, которая позволяет определить величины динамических сил в кинематических парах вызванных внешней нагрузкой учитывая меняющуюся жесткость зубчатого зацепления и зазоры.

В результате проведенного анализа была разработана электромеханическая модель, которая является основой для численного анализа динамических процессов в планетарной передаче комбайна КГС-320.

1. ВВЕДЕНИЕ

Развитие системы эксплуатации угольных пластов требует усовершенствования существующих добывающих машин с учетом повышения их эффективности и надежности. Сложные условия работы, трудности в транспорте и проведении ремонтов в шахтных условиях требует обеспечения угольным комбайном значительной долговечности и надежности совместно с малыми габаритами и большой эффективностью. В связи с этим необходимым является принимать во внимание во время проектирования прецизионные методы вычисления учитывающие действительные явления происходящие в кинематических парах системы привода. Необходимым является знание не только динамических явлений в установленных условиях но и во время например пуска системы. Однако сложность этих явлений в связи с тяжелыми условиями эксплуатации не позволяет точно определить их экспериментными методами. Это вызывает необходимость дополнить экспериментальные исследования теоретическими, моделируя физические явления. Одной из основных характеристик угольного комбайна являются временные пробеги сил взаимодействия в кинематических парах системы привода. В общем реакции в кинематических парах можно разделить на:

- силы влияния со медленно изменяющимися временными пробегами,
- силы трения,
- силы влияния импульсного характера.

Решительное влияние на прочность и надежность системы привода оказывают именно силы вызванные скачкообразным изменением технологических сопротивлений, появлением слишком больших зазоров или механических повреждений а также изменением жесткости зубчатого зацепления.

2. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ПРОСМОТР

Спределяя динамическое состояние комбайна следует рассматривать его как сложную динамическую систему составленную из ряда простых воздействий между собой и внешней средой [1]. Основной целью такого подхода является описание свойств сложного объекта на основе анализа свойств его составных элементов. Поэтому систему привода будем рассматривать как электромеханическую систему с обратной связью и нагрузкой приложенной на орган выемки, который является подсистемой динамической системы комбайна. Состояние нагрузки комбайна определяется обычно экспериментальным методом [2, 3]. Опыты показали, что при постоянных параметрах работы комбайна (угол резания, толщина захвата) сопротивление резания можно рассматривать как широко полосный выборочный стационарный процесс, имеющий корреляционную функцию типа \exp [4], характер которой и экстремальные величины в основном зависят от скорости резания [5], скорости движения подачи комбайна [6]. Оптимализацию системы привода производится на основе принятой динамической модели привода [7]. Проводимые до сих пор исследования модели системы привода комбайна КГС 320 опирались на дискретную модель с 11-тью степенями свободы, в которой планетарная передача (рис. 1) сводилась с одной массе [8]. Этот способ моделирования не позволял на точное определение сил взаимного отношения между элементами модели. Проведенные наблюдения аварийности комбайнов КГС 320 на 60 угольных шахтах указывают на возможность повреждения планетарной передачи в комбайнах этого типа с большой вероятностью. Это вызвало необходимость составления физической модели, которая как наиболее точно будет отражать динамические процессы происходящие в кинематических парах этой передачи.

3. ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРИВОДА

Планетарная передача состоящая из солнечного колеса, сателлитов, водила, колеса с внутренними зубьями, является сложной колеблющейся системой со многим числом степеней свободы. Дополнительно расчет усложняет переменная жесткость зубчатого зацепления, неравномерная нагрузка сателлитов, а во время больших колебаний, тоже воздействие зазора в зубчатом зацеплении.

Из-за того исследования проводится этапами приняв некоторые упрощения. Чтобы упростить расчет, часть системы привода от двигателя до колеса z_7 приводящего планетарную передачу (рис. 1), редуцированная на вал электрического двигателя. Было принято тоже равномерная нагрузка сателлитов.

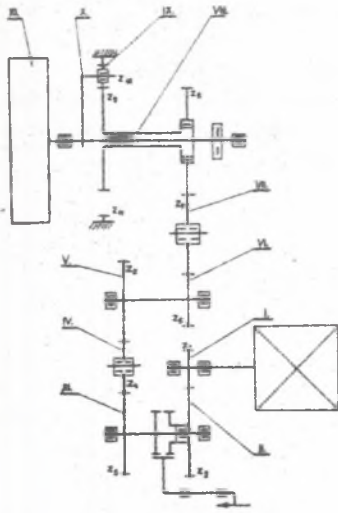


Рис. 1

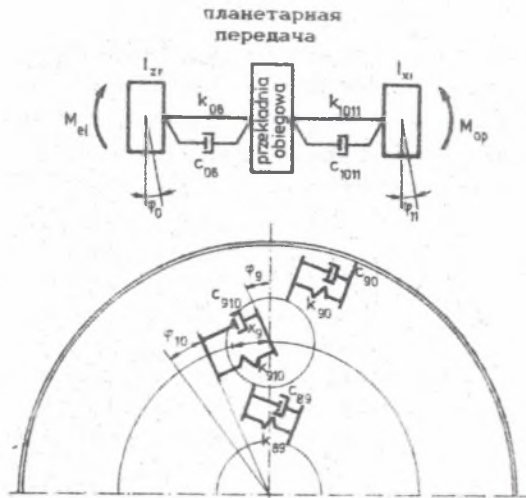


Рис. 2

Приняв такие упрощения, получается дискретная физическая модель с 5 степенями свободы, которая представляет собой планетарную передачу с одним вращающимся диском нагруженным моментом двигателя на входе и органом выемки нагруженным моментом опоры резания порода — на выходе (рис. 2). Эта модель позволяет определить силы взаимодействия в кинематических парах с учетом возвратной связи сопротивления резания и электрического двигателя. Она состоит из дисков с инерционными моментами I_i соединенными последовательно безмассовыми элементами с коэффициентами жесткости k_{ij} и затухания c_{ij} .

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МОДЕЛИ

Цифровые величины параметров модели были вычислены теоретически на основании конструктивной документации системы привода и были редуцированы на вал приводного двигателя. Инерционные моменты были определены при помощи исходных данных, допущений и формул помещенных в работе [9].

Величины этих моментов приведены в таб. 1.

Таблица 1

I_i	I_{zr}	I_8	I_9	I_{10}	I_{11}
кгм ²	146,6	4,94	0,123	7,24	572

масса сателлита $m_s = 17,3$ [кг]

Коэффициенты вращающих жесткостей описывающие упругие свойства учитывают деформацию полученную из-за спругивания валов в соединениях и зубчатых зацеплениях. Чтобы упругость расчеты, эвольвентный профиль зубья аппроксимовано трапецидальным профилем. В таком случае изменение жесткости одной пары зубьев описывает формула [10]:

$$k = \frac{E}{11,2} \left[1 - 0,4 \left(1 - \frac{2x}{\epsilon_\alpha} \right)^2 \right] \cdot 10^{-3}$$

где:

E — коэффициент продольной жесткости [МПа],

ϵ_α — коэффициент торцового перекрытия,

x — относительная координата точки зубчатого зацепления вдоль линии припора.

Моделирование переменной жесткости зубчатого зацепления было проведено при помощи пробегга (Рис. 3).

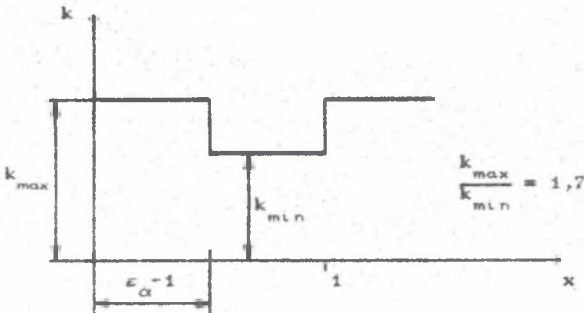


Рис. 3

Отношение жесткости максимальной к минимальной равно приблизительно 1,7. Сравнительная полоса под графиком пробегга переменной и средней жесткости была определена величина средней жесткости зубчатого зацепления (таб. 2).

Величины коэффициентов спругивающих жесткостей валов были вычислены на основе

Таблица 2

k_{ij}	k_{08}	k_{89}	k_{90}	k_{910}	k_{1011}
k_{min}	Н/м		$2208 \cdot 10^6$	$2208 \cdot 10^6$	
\bar{k}	$\frac{H}{м}$ рад	$3,237 \cdot 10^7$			$2,594 \cdot 10^7$
	Н/м		$3199 \cdot 10^6$	$3380 \cdot 10^6$	$24875 \cdot 10^6$

формул представленных в работе [9]. Кроме того была учтена возможность выстуления зазоров в зубчатых зацеплениях и подшипниках сателлитов. Моделирование зазоров было проведено при помощи функции представленной на рис. 4.

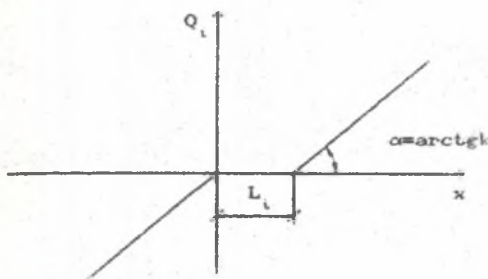


Рис. 4

где:

- Q_i — обобщенная сила,
- x_i — обобщенное перемещение,
- k_i — коэффициент жесткости,
- L_i — величина зазора.

Зависимость сил затухания от параметров характеризующих движени системы является нелинейной. Если амплитуда колебаний малая а диссипация энергии колебаний отчетливо зависит от их скоростей то можно принять, что затухающая сила является линейной

функцией скорости. Коэффициент затухания (таб. 3) был определен по зависимости [9]:

$$c_i = \frac{\chi_i k_i}{2\pi\omega_i}$$

где:

- k_i — коэффициент жесткости скручивания определенной двумассовой системы,
- ω_i — частота собственных колебаний определенной двумассовой системы,
- χ = 0,01–0,02 относительное рассеяние энергии колебаний.

Таблица 3

Индекс ij		08	89	90	910	1011
ω_{ij}	c^{-1}	2604	14391	13962	108850	1903
c_{ij}	$\frac{Hmc}{рад}$	604				662
	$Hc/м$		10520	11502	11093	

5. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ПРИВОДА

Математическая модель двухклеточного асинхронного электрического двигателя СККБ 315-4 была представлена в работе [8]. Величины электрического момента приводного двигателя были определены по зависимости:

$$M_{el} = j\varphi \frac{3}{2} L \cdot \left[i_s^T (i_R^T + i_P^T) - i_s^T (i_R^T + i_P^T) \right]$$

где:

- Q - число пар полюсов,
- L - индуктивность главного поля,
- i_s^T - ток статора,
- i_R^T - ток рабочей клетки,
- i_P^T - ток пусковой клетки.

Математическая модель передачи была построена на основе физической модели (рис. 2) при помощи уравнения Лагранжа II-го рода [11]. Дифференциальные уравнения с учетом зазоров в передаче представлены в виде:

$$I_{zr} \ddot{\Phi}_O + c_{08} (\dot{\Phi}_O - \dot{\Phi}_8) + k_{08} (\Phi_O - \Phi_8) = M_{el}$$

$$I_8 \ddot{\Phi}_8 + c_{08} (\dot{\Phi}_8 - \dot{\Phi}_O) + 3c_{89} r_8 (\dot{\Phi}_8 r_8 - \dot{x}_9 - \dot{\Phi}_9 r_9) + 3r_8 F_{89} + k_{08} (\Phi_8 - \Phi_O) = 0$$

$$I_9 \ddot{\Phi}_9 + c_{90} r_9 (\dot{\Phi}_9 r_9 - \dot{x}_9) + c_{89} r_9 (\dot{\Phi}_9 r_9 + \dot{x}_9 - \dot{\Phi}_8 r_8) + F_{90} r_9 - F_{89} r_9 = 0$$

$$m_9 \ddot{x}_9 + c_{90} (\dot{x}_9 - \dot{\Phi}_9 r_9) + c_{89} (\dot{x}_9 + \dot{\Phi}_9 r_9 - \dot{\Phi}_8 r_8) + c_{910} (\dot{x}_9 - \dot{\Phi}_{10} r_{10}) + \\ - F_{90} + F_{89} + F_{910} = 0$$

$$I_{10} \ddot{\Phi}_{10} + 3c_{910} r_{10} (\dot{\Phi}_{10} r_{10} - \dot{x}_9) + c_{1011} (\dot{\Phi}_{10} - \dot{\Phi}_{11}) - 3F_{910} r_{10} + \\ + k_{1011} (\Phi_{10} - \Phi_{11}) = 0$$

$$I_{11} \ddot{\Phi}_{11} + c_{1011} (\dot{\Phi}_{11} - \dot{\Phi}_{10}) + k_{1011} (\Phi_{11} - \Phi_{10}) = -M_{op}$$

$$F_{89} = \begin{cases} k_{89} (\Phi_8 r_8 - x_9 - \Phi_9 r_9) & \text{для } \Phi_8 r_8 - x_9 - \Phi_9 r_9 < 0 \\ 0 & \text{для } 0 \leq \Phi_8 r_8 - x_9 - \Phi_9 r_9 \leq L_{89} \\ k_{89} (\Phi_8 r_8 - x_9 - \Phi_9 r_9 - L_{89}) & \text{для } \Phi_8 r_8 - x_9 - \Phi_9 r_9 > L_{89} \end{cases}$$

$$F_{90} = \begin{cases} k_{90} (\Phi_9 r_9 - x_9) & \text{для } \Phi_9 r_9 - x_9 < 0 \\ 0 & \text{для } 0 \leq \Phi_9 r_9 - x_9 \leq L_{90} \\ k_{90} (\Phi_9 r_9 - x_9 - L_{90}) & \text{для } \Phi_9 r_9 - x_9 > L_{90} \end{cases}$$

$$F_{910} = \begin{cases} k_{910}(x_9 - \Phi_{10}r_{10}) & \text{для } x_9 - \Phi_{10}r_{10} < 0 \\ 0 & \text{для } 0 \leq x_9 - \Phi_{10}r_{10} \leq L_{910} \\ k_{910}(x_9 - \Phi_{10}r_{10} - L_{910}) & \text{для } x_9 - \Phi_{10}r_{10} > L_{910} \end{cases}$$

где:

- M_{el} - момент электрического двигателя,
- r_i - радиусы начальных окружностей,
- m_9 - масса сателлита,
- Φ_i - угловые смещения,
- x_i - смещение сателлита в тангенциальном направлении относительно во-
дила,
- M_{op} - момент нагрузки.

Входящим сигналом является момент нагрузки забойного органа определенный на основе опытов проведенных на комбайне КВБ-ЗРДУ. Этот момент является случайной переменной с распределением Гаусса со следующими параметрами [3]:

- среднее значение $M_{op} = 12000$ [Нм],
- стандартное отклонение $S_n = 4000$ [Нм].

6. ЦИФРОВЫЕ РАСЧЕТЫ

Цифровые расчеты были проведены на ЭВМ применяя для интегрирования дифференциальных уравнений метод Рунге-Кутты IV ряда. Был принят шаг интегрирования равный 0,00005 [с], шаг регистрации равный 0,001 [с].

Программа учитывала моделирование пуска системы без внешней нагрузки во время $t = 0,5$ [с] после которого поступала нагрузка системы моментом M_{op} приняв одинаковые нагрузки на всех сателлитах. Были проведены расчеты для вариантов:

1. средняя жесткость всех зубчатых зацеплений (таб. 4)

Таблица 4

Величины сил в кинематических парах и электромеханического момента для средних жесткостей зацеплений

		F_{08} [Н]	F_{99} [Н]	F_{90} [Н]	F_{910} [Н]	M_{el} [Нм]
Пуск $0 \leq t \leq 0,51$ [с]	max	87756	43644	43730	87581	3943
	min	-69492	-35423	-35606	-71249	-2242
Нагрузка M_{op} $0,51 < t \leq 0,8$ [с]	max	50185	24235	24250	48499	542
	min	-18452	-8953	-8962	-17923	157

2. переменная жесткость зубчатого зацепления солнечного колеса и сателлитов а также сателлитов и колеса с внутренними зубьями (таб. 5).

Таблица 5

Величины сил в кинематических парах и электромеханического момента для переменных жесткостей зацепления k_{89} и k_{90}

		F_{08} [Н]	F_{89} [Н]	F_{90} [Н]	F_{910} [Н]	M_{el} [Нм]
Пуск $0 \leq t \leq 0,51$ [с]	max	92773	54806	45770	103945	394
	min	-69656	-35502	-35685	-71409	-224
Нагрузка M_{op} $0,51 < t \leq 0,8$ [с]	max	58515	32261	29289	56991	54
	min	-18536	-9289	-9405	-18359	15

3. выступление зазоров в зубчатом зацеплении солнечного колеса и сателлитов, сателлитов и колеса с внутренними зубьями, подшипниках сателлитов (таб. 6).

Таблица 6

Величины сил в кинематических парах и электромеханического момента при учете зазоров L_{89} , L_{90} , L_{910}

		F_{08} [Н]	F_{89} [Н]	F_{90} [Н]	F_{910} [Н]	M_{el} [Нм]
Пуск $0 \leq t \leq 0,51$ [с]	max	88161	38875	37479	73321	3938
	min	-43692	-56771	-18916	-37960	-2247
Нагрузка M_{op} $0,51 < t \leq 0,8$ [с]	max	60436	28655	28705	56486	625
	min	-2410	0	0	0	10

4. переменная жесткость как в пункте втором при учете зазоров как в пункте третьем (таб. 7).

Таблица 7

Величины сил в кинематических парах и электромеханического момента для переменных жесткостей зацепления при учете зазоров

		F_{08} [Н]	F_{89} [Н]	F_{90} [Н]	F_{910} [Н]	M_{el} [Нм]
Пуск $0 \leq t \leq 0,51$ [с]	max	84309	35382	35381	64625	3919
	min	-63349	-23675	-23294	-43706	-2256
Нагрузка M_{op} $0,51 < t \leq 0,8$ [с]	max	70548	37041	32359	69367	565
	min	-1094	0	0	0	84

Полученные результаты приводятся в таблицах и в виде графиков. В работе представлен тоже ход изменения силы F_{89} для первого и четвертого варианта (рис. 5, 6, 7).

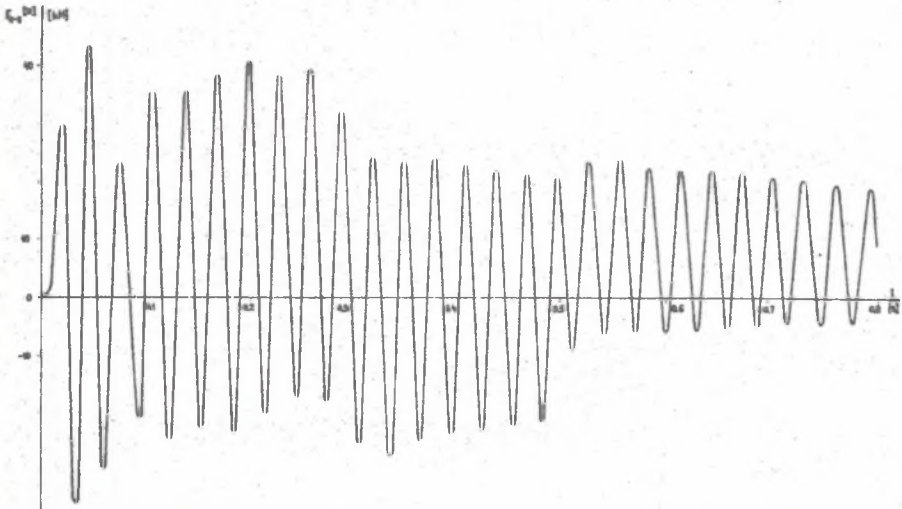


Рис. 5. Динамическая сила F_{89} для средних жесткостей зацепления

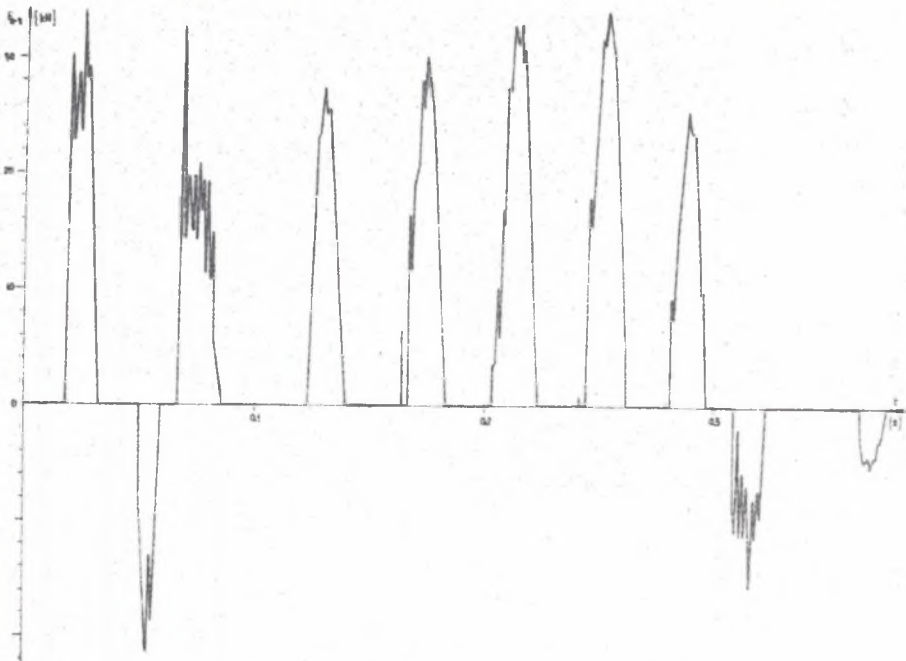


Рис. 6. Динамическая сила F_{89} для переменных жесткостей при учете зазоров.
Пуск системы

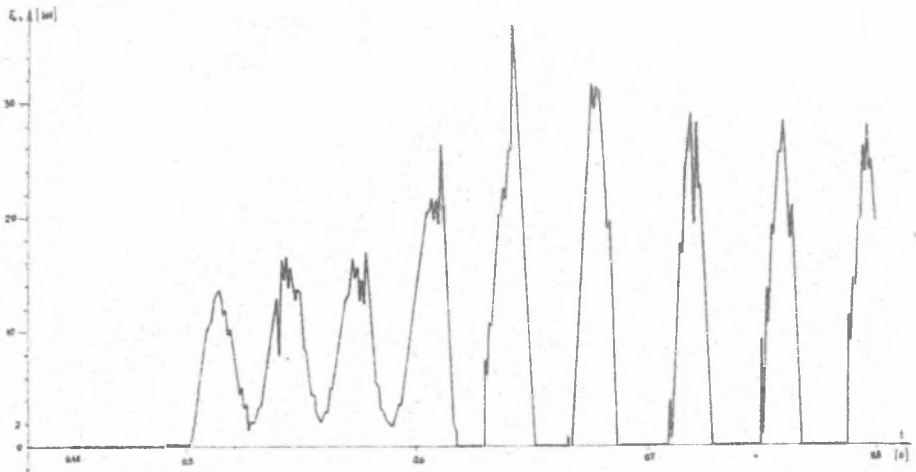


Рис. 7. Динамическая сила F_{d9} для переменных жесткостей при учете зазоров.
Нагрузка системы во время $t = 0,5$ [с]

7. ИТОГОВЫЕ ПРИМЕЧАНИЯ И ВЫВОДЫ

Принятая физическая модель планетарной передачи позволяет определить величины динамических сил в кинематических парах вызванных внешней нагрузкой с учетом переменной жесткости зубчатого зацепления и зазоров. Величины этих сил являются основой при подборе оптимизационных конструктивных свойств передачи в процессе проектирования (таб. 8).

Таблица 8

Относительные величины сил в кинематических парах для всех вариантов

Время t [с]	$0 \leq t \leq 0,51$					$0,51 < t \leq 0,8$				
	$\frac{M_{el}}{M_r}$	$\frac{F_{ov}}{F_{ovr}}$	$\frac{F_{ap}}{F_{apn}}$	$\frac{F_{p0}}{F_{p0r}}$	$\frac{F_{p10}}{F_{p10r}}$	$\frac{M_{el}}{M_n}$	$\frac{F_{ov}}{F_{ovr}}$	$\frac{F_{ap}}{F_{apn}}$	$\frac{F_{p0}}{F_{p0n}}$	$\frac{F_{p10}}{F_{p10n}}$
1	2,28	0,93	0,96	0,97	0,97	0,63	1,06	1,07	1,07	1,07
2	2,28	0,98	1,01	1,01	1,15	0,63	1,24	1,42	1,30	1,26
3	2,28	0,94	0,86	0,83	0,81	0,72	1,28	1,27	1,27	1,25
4	2,27	0,95	0,78	0,78	0,77	0,65	1,59	1,63	1,43	1,53

индекс r — величина вычислена для момента пуска

индекс n — величина вычислена для момента номинального

Сравнение результатов полученных для разных вариантов указывает на повышение экстремальных величин динамических сил, а также пробега их изменения в случае учета нелинейности зубчатого зацепления и зазоров в передаче по сравнению с результатами полученными принимая линейную модель. Созданный алгоритм позволяет тоже на определение максимальных зазоров в системе для которых динамические силы не превышают допускаемых величин.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Палер П.П.: Некоторые вопросы системного подхода к исследованию взаимодействия горной машины с разрушаемым массивом. Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых 1983/4.
- [2] Бойко Н.Г.: Стенд для исследования горных машин. Донецкий политехнический институт В.И. 18 Донецк 1985.
- [3] Свитонски Э. и др.: Идентификация системов для определения динамических параметров описывающих механические состояние виброакустической диагностики. Отчет с работы НБ-219/РМТ-4/86 ИМиПКМ Силезский политехнический институт. Гливице 1986.
- [4] Докукин А.В. и др.: Повышение прочности и долговечности горных машин. Москва Машиностроение 1982.
- [5] Бойко Н.Г., Севедов В.Г.: Снижение неравномерности нагрузки и очистных комбайнов для тонких пластов со сноровыми исполнительными органами. Изв. ВУЗ-ов Горн. Журнал 1983/1.
- [6] Позин Е.З. и др.: О влиянии скорости резания на параметры случайного процесса разрушения угля. Науч. Сообщ. Инст. Гор. Деда 1982 вып. 208.
- [7] Сидоров П.Г., Лопатев Г.У.: К построению единой математической модели приводов органов выемки и передвижения очистных комбайнов. Изв. ВУЗ-ов Горн. Журнал 1984/12 Москва.
- [8] Свитонски Э. и др.: Динамика угольного комбайна учитывающая понижение энергоемкости и повышение устойчивости системы привода исполнительного органа. Отчет с работы НБ-219/РМТ-4/86, ИМиПКМ Сил. пол. инст. Гливице 1986.
- [9] Мальхерек К.: Динамика станков. НТУ Варшава 1974.
- [10] Абрапетов Э.Л., Генкин М.Д.: Динамика планетарных механизмов. Москва. Наука 1980.

Recenzent: Prof. dr Bogdan SKALMIERSKI

ANALIZA ODDZIAŁYWAŃ DYNAMICZNYCH W PRZEKŁADNI OBIEGOWEJ
Z NIELINIOWYMI CHARAKTERYSTYKAMI ZAZĘBIEŃ

S t r e s z c z e n i e

W pracy przedstawiono sposób modelowania przekładni obiegowej napędu głowicy kombajnu KGS 320. Przyjęto model fizyczny jako układ dyskretny o 5 stopniach swobody z uwzględnieniem zmiennych sztywności ząbów i luzów w przekładni. Model ten pozwala określić siły wzajemnego oddziaływania w

parach kinematycznych z uwzględnieniem sprzężenia zwrotnego oporu skrawania i silnika elektrycznego. Wielkości tych sił stanowią podstawę do optymalnego doboru cech konstrukcyjnych przekładni w procesie projektowo-konstrukcyjnym.

ANALYSIS OF DYNAMIC INFLUENS IN PLANETARY GEAR
WITH NON-LINEAR CHARAKTERISTICS OF MESHES

S u m m a r y

The paper presents a way of modelling a planetary gear of a combined cutter loader head. A discrete model with non-linear relationships in kinematic pairs was discussed. The dynamic forces were calculated just like for an electro-mechanic system.