

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Витольд ЮРКЕВИЧ
Эугеннуш СВИТОНСКИ

Силезский политехнический институт
Гливице, ПНР

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕЛИНЕЙНОСТИ В СИСТЕМЕ ПРИВОДА ГОЛОВКИ КОМБАЙНА
НА ВЕЛИЧИНЫ ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ

Резюме. В работе представлено метод моделирования системы привода головки угольного комбайна с учетом взаимного сопряжения электрического двигателя и механической системы. Разработанная модель позволяет учитывать нелинейную связь в кинематических парах в виде изменяющейся прочности зубчатого зацепления и зазоров. Результаты цифровых расчетов были сравнены с результатами линейно-прочной системы.

1. ВСТУПЛЕНИЕ

Специфические условия работы и экономические причины вынуждают проектировщиков горных машин создавать все новые конструкционные решения и модернизировать существующие так, чтобы они обеспечивали устойчивость и высокие эксплуатационные параметры. В таком случае необходимым является обладать точными данными, связанными с динамическими проблемами проектированного комбайна. Такую информацию можно получить проводя теоретические и экспериментальные исследования [1], моделируя механическую систему и процессы происходящие во время эксплуатации угольного комбайна. Полученные таким способом результаты являются основой для проектирования новых конструкционных решений и модернизации существующего оборудования.

Проводимые до сих пор исследования в этом диапазоне касались в основном оценки состояния нагрузки [2] или динамических величин без учета обратной связи механической и электрической системы [3]. Как показали проводимые работы в этой области учет обратной связи имеет существенное значение в случае анализа нестационарных процессов и нелинейности в механической системе. В статье проанализировано влияние нелинейности зазубления и зазоров на величины динамических сил в кинематических парах системы привода головки угольного комбайна КГС-320 (Рис. 1).

Высокие требования в области геометрических свойств, поставленные машинам, создают необходимость учитывать взаимное воздействие их элементов. Для обеспечения эффективности зазубления необходимо учитывать следующий зазор в зубьях

$$l_0 = t - (g_{01} + g_{02}) > 0$$

где:

- l_0 — зазор в зубьях, измеряемый на делительном цилиндре,
- t — деление,
- g_{01}, g_{02} — толщина взаимодействующих зубьев измеряемая на делительном цилиндре.

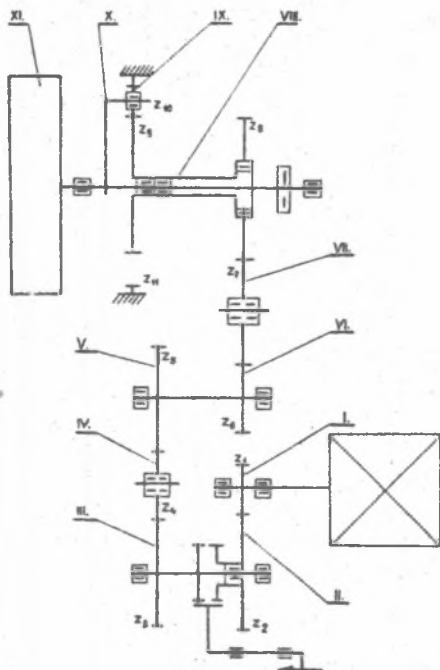


Рис. 1. Кинематическая схема системы привода комбайна КГС-320

Уменьшение величины зазора между зубьями вызывает изменение динамического коэффициента в области главного резонанса. Заключается это в том, что пиковые величины этого коэффициента перемещаются в сторону больших скоростей. Ограничение зазоров вызывает уменьшение предела скорости в котором выступает нестационарный процесс колебаний передачи в области главного резонанса, до момента полного исчезновения этого явления для зазубления без зазора [4].

До сих пор в проводимых работах, касающихся динамического анализа системы привода головки угольного комбайна КГС-320 при определении коэффициентов жесткости зазублений использовано среднюю жесткость зубьев передачи. Однако принятие такого упрощения не отображает действительных динамических явлений которые происходят в зубчатых передачах. Жесткость взаимодействующих зубьев изменяется в зависимости от положения точки совместной работы на линии припора [5].

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЛАВНОГО ПРИВОДА

В теоретическом анализе какойнибудь технической проблемы выступает необходимость принятия такой модели в которой не учитывается обычно всех

свойств. Принятая модель является обычно компромиссом между возможно точным описанием процессов, происходящих в действительной системе, а трудностями математического анализа. Система привода головки угольного комбайна это многомассовая сложная система, составленная с массовых элементов, коэффициентов упругости и гашения. В связи с тем, что все элементы системы привода комбайна выполняют вращательное движение и в приводе выступают колебания с частотами детерминируемыми в главной мере параметрами сосредоточенных масс, физическую модель принято в дискретном виде с 9 степенями свободы (Рис. 2).

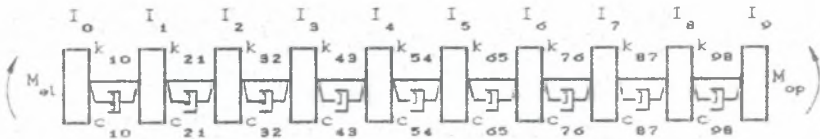


Рис. 2. Физическая модель системы привода угольного комбайна КГС-320

При определении коэффициентов скручивающей жесткости k_1 учтено упругие свойства системы, полученные в следствии скручивания цилиндра и выступания жесткости зазубления. Принято, что диссипация энергии колебания имеет вискозический характер, определенный коэффициентом гашения c_1 . Математическим описанием главного привода угольного комбайна является система дифференциальных уравнений. Эти уравнения определено при помощи уравнения Лагранжа II рода и представлено в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 I_0 \ddot{\Phi}_0 + c_{1,0}(\dot{\Phi}_0 - \dot{\Phi}_1) + k_{1,0}(\Phi_0 - \Phi_1) &= M_{el} \\
 \vdots \\
 I_n \ddot{\Phi}_n + c_{n,n-1}(\dot{\Phi}_n - \dot{\Phi}_{n-1}) + k_{n,n-1}(\Phi_n - \Phi_{n-1}) + c_{n+1,n}(\dot{\Phi}_n - \dot{\Phi}_{n+1}) + \\
 &+ k_{n+1,n}(\Phi_n - \Phi_{n+1}) = 0 \\
 \vdots \\
 I_9 \ddot{\Phi}_9 + c_{9,8}(\dot{\Phi}_9 - \dot{\Phi}_8) + k_{9,8}(\Phi_9 - \Phi_8) &= -M_{op}
 \end{aligned}$$

где:

- $I_0 - I_9, c_{0,1} - c_{9,8}, k_{1,0} - k_{9,8}$ - инерционные моменты, коэффициенты тушения, коэффициенты жесткости определены аналитически на основе технической документации или проводимых опытов,
- M_{el} - момент электрического двигателя, который для привода головки комбайна КГС-320 определено, решая систему уравнений,
- M_{op} - состояние нагружения головки комбайна, определенной на основе проведенных опытов.

Собранные информации касающиеся работы комбайнов эксплуатированных в разных шахтах позволили провести выбор элементов передачи, которые чаще всех подвергались аварии. Критерием выбора было принятие числа их замены в серии исследованных головок комбайна.

Полученные результаты позволяют полагать, что высокая аварийность комбайна вызвана несоответствующим материалом, использованным для изготовления зубчатых колес, конструкционными ошибками или слишком большим динамическим избытком в звеньях кинематической цепи. В связи с этим принято возможность выступления избыточного зазора в некоторых соединениях элементов и нелинейность зазубления.



Фот. 1. Срезанный шпильевой вал зубчатого колеса z_1

В связи с тем, что высокую аварийность имеет зубчатое колесо z_1 (Фот. 1), в физической модели системы привода введено меняющуюся жесткость зазубления между элементом I_1-I_2 . Характер изменения жесткости который был определен на основе [5] в работе аппроксимировано при помощи прямых отрезков в виде:

$$k=k_2 \quad \text{для} \quad 0 < x < \epsilon_\alpha - 1$$

$$k=k_1 \quad \text{для} \quad \epsilon_\alpha - 1 < x < 1$$

$$k=k_2 \quad \text{для} \quad 1 < x < \epsilon_\alpha$$

где:

ϵ_α - коэффициент торцового перекрытия,

x - координата точки зазубления вдоль линии припора.

В представленной работе введено тоже зазор в кинематической паре I_0-I_1 (Рис. 1), описанным уравнением:

$$M_{1,0}(\Phi) = \begin{cases} k_{1,0}(\Phi_1 - \Phi_0) & \Phi_1 - \Phi_0 < 0 \\ 0 & 0 \leq \Phi_1 - \Phi_0 \leq l_{1,0} \\ k_{1,0}[(\Phi_1 - \Phi_0) - l_{1,0}] & \Phi_1 - \Phi_0 > l_{1,0} \end{cases}$$

где:

- M - обобщенная сила,
- Φ - обобщенное перемещение,
- k - коэффициент жесткости,
- l - принятая величина зазора.

3. ЧИСЛЕННЫЕ РАСЧЕТЫ

Для представленной физической модели разработано алгоритм численных расчетов, которые проведемо на ЭВМ. Для решения дифференциальных уравнений использовано метод Рунге-Кутты IV ряда. Уравнения интегрировано с шагом 0,00005 [с], а результаты регистрировано с шагом 0,001 [с]. Полученные результаты представлено в таблицах и в виде графиков. В таблице 1 сравнено величину пусковой силы двигателя и максимальные силы выступающие на соответствующих степенях передачи. В таблице 2 сравнено величину номинальной силы и максимальные силы выступающие на последних степенях передачи.

Таблица 1

Силы	$F_{0-1\max}$ [Н]	$F_{1-2\max}$ [Н]	$F_{3-4\max}$ [Н]
$F_{\text{гозг}}$ [Н]	40365	23369	41648
Средняя жесткость		26016	45844
Переменная жесткость		36656	52924
Зазор 0-1	118169	80876	80155

Анализ полученных численных вычислений, особенно их графическое изображение показывает качественные и количественные изменения пробега динамических сил в кинематических парах в случае выступления нелинейности зазубления. Выступление зазоров в кинематических парах повышает максимальные нагрузки, а выступающие динамические силы изменяются импульсно. Эти нагрузки являются источником генерирования колебаний, которые переносятся на кор-

пус головки комбайна. Изменяющаяся жесткость зазубления изменяет пробег динамических нагрузок - их экстремальные величины. Значения сил выступающих между зубьями, вычислены в присутствии зазора, зависят от величины этого зазора в котором он выступает. Полученные этим способом динамические избытки могут являться причиной частых аварий в определенном соединении. Представленная динамическая модель позволяет учитывать влияние неточности изготовления и их отклонении, полученных во время эксплуатации на величины динамических сил, выступающих в определенных кинематических парах. Они являются основными данными для расчетов связанных с устойчивостью элементов системы привода головки угольного комбайна. Полученный алгоритм позволяет определить максимальную величину зазора исходя из допустимой величины номинальной нагрузки. Полученная из расчетов функция силы в подшипниках может быть виброакустическим сигналом в диагностических исследованиях.

Таблица 2

Силы	$F_{0-1\max}$ [Н]	$F_{1-2\max}$ [Н]	$F_{3-4\max}$ [Н]
$F_{\text{гозг}}$ [Н]	22425	12983	23138
Средняя жесткость		13809	25647
Переменная жесткость		22589	27895
Зазор 0-1	53505	27029	23637

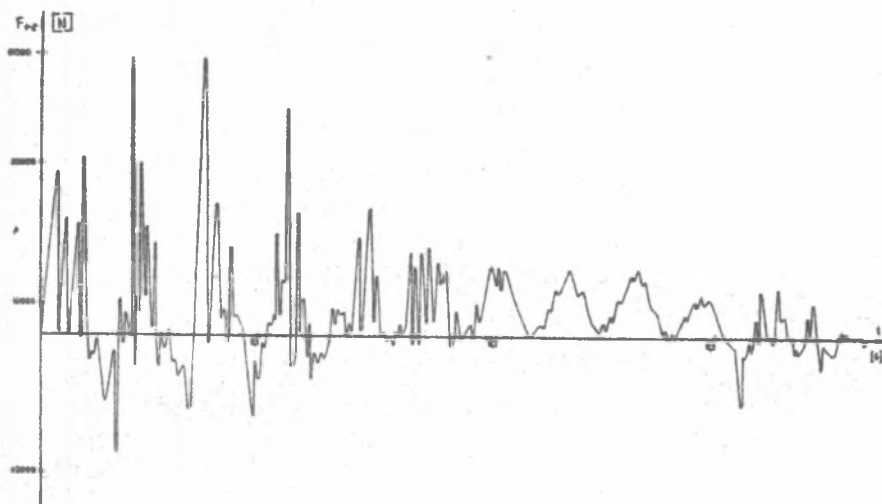


Рис. 3. Силы $F_{1-2}(t)$ при выступлении зазора в соединении между валом двигателя и зубчатым колесом Z,

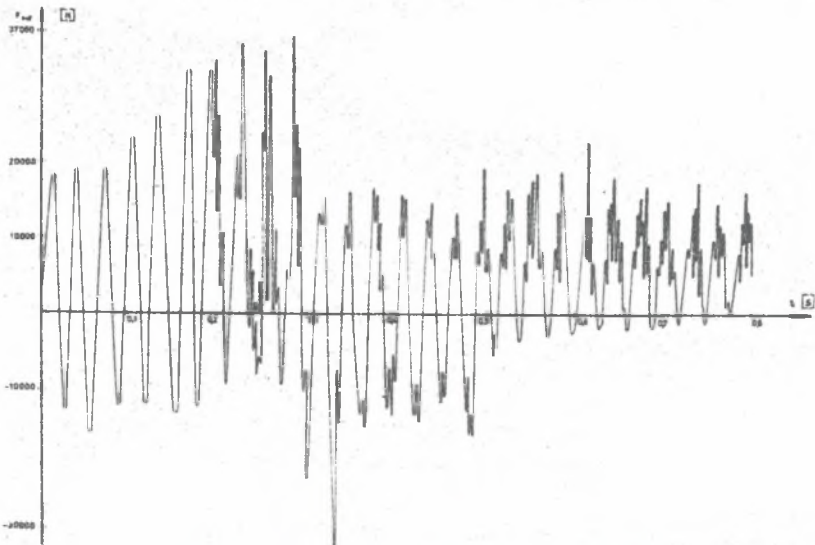


Рис. 4. Силы $F_{1-2}(t)$ при выступлении нелинейности зазубления между колесами Z_1-Z_2

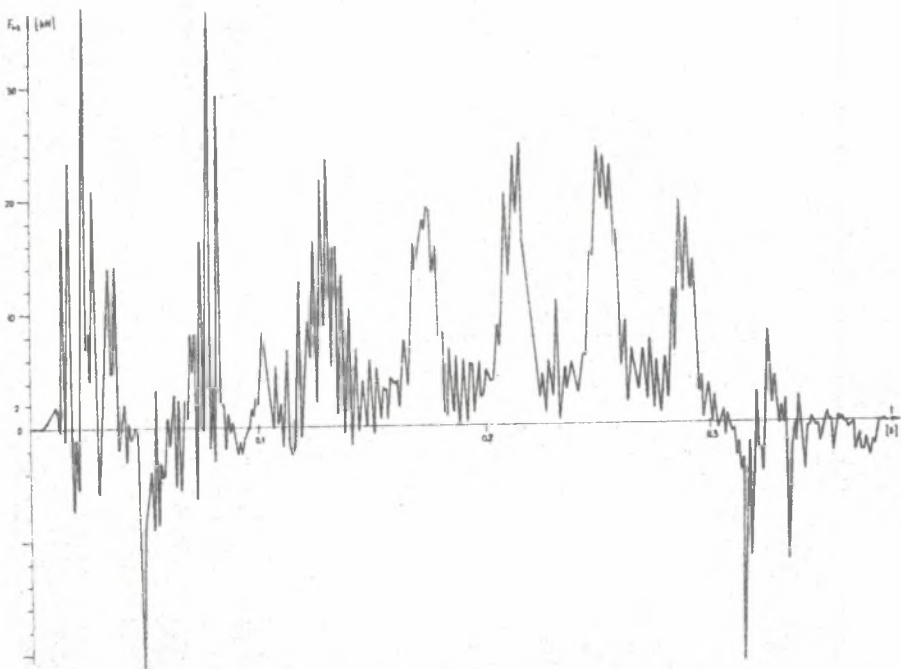


Рис. 5. Пробег изменения динамической силы при выступлении зазора и изменяющейся жесткости зазубления

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рини И.: Динамические проблемы барабанных комбайнов. Научные тетради Силезской политехники "Горное дело", Гливице 1975/62.
- [2] Хургин Э., Крыловский А.К.: Расчет высокочастотной составляющей нагрузки в трансмиссии проходческого комбайна. Научные Сообщения Института Горного Дела. Москва 1982/104.
- [3] Докукин А.В. и др.: Повышение прочности и долговечности горных машин. Машиностроение. Москва 1982.
- [4] Свитонски Э., Банаш Т.: Оценка динамических свойств системы привода комбайна КГС-320. Симпозион "Моделирование в механике" Силезский Бескид 1988.
- [5] Милер Л.: Зубчатые передачи. Динамика ВМТ. Варшава 1986.
- [6] Свитонски Э., Банаш Т.: Динамическая модель угольного комбайна. Научные тетради Силезской политехники "Горное дело", Гливице 1986.

Recenzent: Prof. dr inż. Włodzimierz Sikora

OCENA WPŁYWU NIELINIOWOŚCI W UKŁADZIE NAPĘDOWYM GŁOWICY KOMBAJNU
NA WIELKOŚCI SIŁ DYNAMICZNYCH

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

W pracy przedstawiono sposób modelowania układu napędowego głowicy kombajnu węglowego z uwzględnieniem sprzężenia silnika elektrycznego i układu mechanicznego. Opracowany model pozwala uwzględnić nieliniowe związki w parach kinematycznych w postaci zmieniającej się sztywności ząbów i luzów. Wyniki obliczeń były porównane z wynikami dla układu liniowo-sprężystego.

EVALUATION OF THE DEPENDANCE OF NONLINEARITY IN POWER TRANSMISSION
SYSTEMS OF THE COMBINE HEAD UPON THE MAGNITUDE OF DYNAMIC FORCES

S u m m a r y

The paper presents a method for modelling a cutter loader head drive unit with feedback between electric engine and gears. This model enables embading non-linear relationship in kinematic. The results obtained in computer simulation are compared with a linear system.