

УДК622.232.83

## ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК В ДВУХСКОРОСТНЫХ ТРАНСМИССИЯХ ПРИВОДОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ

Гуляев В.Г., докт. техн. наук, проф.,

Гуляев К.В., канд. техн. наук, стар. научн. сотр.,

Квитковский И.А., магистр

Донецкий национальный технический университет

*Предложена методика исследования динамических свойств и нагруженности подсистем приводов исполнительных органов проходческих комбайнов. Показано, что формирование крутящих моментов в двухскоростных трансмиссиях приводов определяется в значительной мере формами их собственных крутильных колебаний*

*The methodic of investigation of the dynamic characteristics and loading of heading machine effector drives is offered. The forming of the rotational moments in drive two-speed transmission is shown to be to a great extent determined by the forms of their own fluctuations.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Развитие проходческих комбайнов избирательного действия характеризуется повышением энерговооруженности привода исполнительного органа и других силовых подсистем с целью расширения области применения комбайновой проходки на породы высокой прочности (до 120 МПа). Для повышения эффективности рабочих процессов разрушения угольной и породной частей забоя, трансмиссии привода исполнительных органов выполняются, как правило, двухскоростными (ПК9р, 4ПП2, П110, П220 и др.). В комбайнах нового поколения (КПУ, КПД и др.) для привода исполнительного органа предусмотрена возможность применения электродвигателей различной мощности с существенно отличающимися параметрами их механических и динамических характеристик.

Увеличение энерговооруженности выемочных комбайнов и интенсификация режимов работы обуславливают необходимость повышения их надежности при ограниченных возможностях варьирования прочностными характеристиками применяемых конструкционных материалов. Поэтому весьма актуальной научной задачей явля-

ются модельные исследования и оптимизация на стадии проектирования характеристик эксплуатационной нагруженности с учетом установленных закономерностей формирования динамических процессов, особенностей динамических свойств подсистем привода и подачи исполнительного органа, взаимодействующего с горным массивом.

*Анализ исследований и публикаций.* Динамические свойства подсистем приводов исполнительных органов проходческих комбайнов ПК9р и 4ПП2 исследовались в работах [1, 2]. Методики определения и способы снижения неравномерности момента сил сопротивления при разрушении горного массива резцами продольно-осевых коронок рассмотрены в работах [2, 3]. В работе [4] раскрыты закономерности разрушения забоя поперечно-осевыми коронками и предложена методика оптимизации параметров таких исполнительных органов. Недостатками работ [3, 4] является неполный учет динамических процессов в системе «комбайн-забой» при определении нагрузок на исполнительных органах и в силовых системах комбайна.

Этот недостаток относится и к нормативному документу ОСТ12.44.197-81, регламентирующему методику расчета эксплуатационной нагруженности трансмиссий исполнительных органов проходческих комбайнов.

Комплексные теоретические и экспериментальные исследования формирования эксплуатационных нагрузок в силовых системах выемочных комбайнов, с учетом особенностей структуры и динамических свойств взаимодействующих подсистем, выполнены в работе [5]. Исследования динамических свойств силовых подсистем комбайнов и корреляционно-спектральный анализ зафиксированных в них динамических процессов позволили установить основные закономерности формирования спектров эксплуатационной нагруженности подсистем привода исполнительных органов очистных и проходческих комбайнов.

В спектральном составе крутящих моментов (сил упругости) в трансмиссии, наряду со случайными составляющими, с существенной дисперсией наблюдаются низкочастотные (1-3 Гц) и высокочастотные (16-35 Гц) составляющие. Последние обусловлены, в основном, стохастическими автоколебаниями, формирующимися в упругих звеньях трансмиссий при разрушении массива резцами исполнительного органа. В слабо демпфированных трансмиссиях привода исполнительных органов указанные автоколебания практически совпадают

по частоте и форме со свободными крутильными колебаниями рассматриваемых подсистем и могут рассматриваться как резонансные [5].

Колебания частоты вращения исполнительных органов могут оказывать существенное влияние как на процесс стружкообразования, так и на формирование моментов сил упругости и напряжений в силовых деталях трансмиссий.

**Постановка задачи.** Задачей данной работы является обоснование необходимости учета различия динамических свойств двухскоростных трансмиссий (форм собственных крутильных колебаний) при формировании блока нагрузки, используемого в задачах расчета деталей трансмиссий на выносливость.

**Изложение материала и результаты.** Модель проходческого комбайна с семью обобщенными координатами для исследования нагруженности подсистемам привода и подачи стреловидного исполнительного органа с продольно-осевой коронкой при случайных колебаниях предложена в работе [6].

В работах [3, 6] показано, что обратная связь по перемещению исполнительного органа практически не влияет на высокочастотные динамические процессы в трансмиссии привода исполнительного органа. Последние определяются в основном структурой ПИО и динамическими характеристиками двигателя, трансмиссии, исполнительного органа и внешней нагрузкой. Для проходческих комбайнов рассматриваемого класса динамические свойства подсистемы привода исполнительного органа (ПИО) можно исследовать на основе двухмассовой модели, рис. 1.

Здесь  $C_d$ ,  $\beta_d$  – коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования аналога электромагнитной связи ротора и статора приводного асинхронного двигателя, Нм/рад и Нмс/рад (модель, предложена Ривиным Е.И.) соответственно;

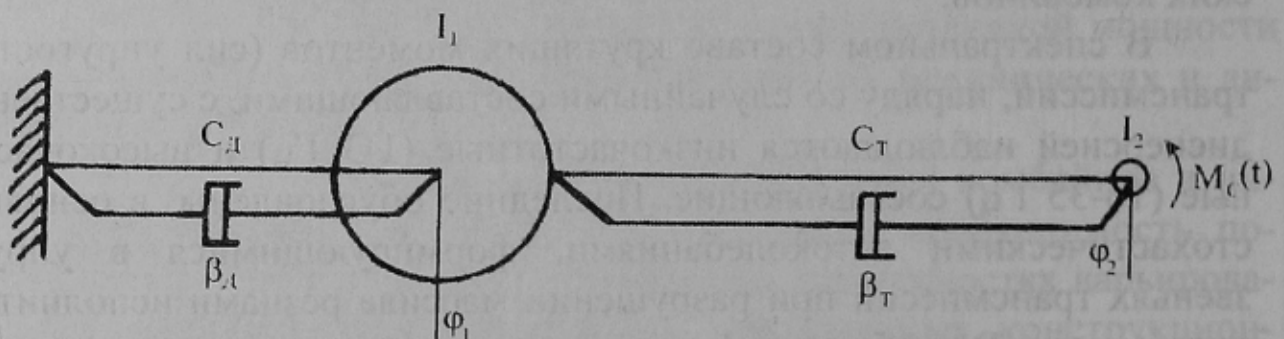


Рисунок 1 – Динамическая модель ПИО

$I_1, I_2$  – моменты инерции ротора двигателя и исполнительного органа,  $\text{кгм}^2$  соответственно;

$C_D, \beta_T$  – коэффициенты крутильной жесткости и конструкционного демпфирования трансмиссии,  $\text{Нм/рад}$  и  $\text{Нмс/рад}$  соответственно;

$M_c(t)$  – момент сопротивления на исполнительном органе,  $\text{Нм}$ ;

$\varphi_1, \varphi_2$  – обобщение координаты,  $\text{рад}$  (все динамические характеристики приведены к валу двигателя).

Математическая модель для исследования динамических свойств подсистемы привода может быть представлена в виде

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= C_D \varphi_1 + \beta_D \dot{\varphi}_1 - C_T (\varphi_2 - \varphi_1) - \beta_T (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= C_T (\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_T (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - M_c(t) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Первым этапом исследования слабо демпфированных систем является определение собственных частот и форм колебаний. Уравнения свободных колебаний получим, положив в (1)  $\beta_D = \beta_T = 0$  и  $M_c(t) = 0$ .

Частотное уравнение для рассматриваемой системы имеет вид

$$P^4 - \left( \frac{C_D + C_T}{I_1} + \frac{C_T}{I_2} \right) P^2 + \frac{C_D + C_T}{I_1 I_2} = 0 \quad (2)$$

Собственные круговые частоты  $P_{1,2}$  связанной системы «двигатель-трансмиссия-исполнительный орган» определяются по формуле

$$P_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{C_D + C_T}{I_1} + \frac{C_T}{I_2} \right)} \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{C_D + C_T}{I_1} + \frac{C_T}{I_2} \right)^2 - \frac{C_D C_T}{I_1 I_2}} \quad (3)$$

Следовательно, свободные крутильные колебания представляют собой двухчастотный процесс:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= a_{11} \sin(P_1 t + \alpha_1) + a_{12} \sin(P_2 + \alpha_2) \\ \varphi_2 &= a_{21} \sin(P_1 t + \alpha_1) + a_{22} \sin(P_2 + \alpha_2) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $a_{ik}$  – амплитуды колебаний (первый индекс означает номер координаты массы ( $\varphi_1, \varphi_2$ ), а второй – номер собственной частоты ( $P_1, P_2$ );

$\alpha_1, \alpha_2$  – фазы колебаний на частотах  $P_1$  и  $P_2$ .

Формы свободных колебаний характеризуются отношениями амплитуд колебаний исполнительного органа ( $a_{21}$ ) и ротора двигателя ( $a_{11}$ ) на частоте первой гармоники ( $P_1$ ) и  $a_{22}/a_{12}$  – на второй ( $P_2$ )

$$\left. \begin{aligned} K_{21} &= \frac{a_{21}}{a_{11}} = \frac{C_D + C_T - I_1 P_1^2}{C_T}; \\ K_{22} &= \frac{a_{22}}{a_{12}} = \frac{C_D + C_T - I_1 P_2^2}{C_T}; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Если амплитуды колебаний ротора  $a_{11}$  и  $a_{12}$  принять за 1, то значения  $K_{21}$  и  $K_{22}$  соответствуют относительным амплитудам колебаний исполнительного органа  $a_{21}$  и  $a_{22}$  на соответствующих частотах.

Показателями уровня динамической нагруженности элементов привода служат амплитуды упругого крутящего момента  $\delta_{01}$  для двигателя и  $\delta_{12}$  – для трансмиссии. Последние удобно определять, используя безразмерные динамические параметры  $\nu_1, \nu_2, E_{01}, E_{12}$ . Безразмерные параметры определим, приняв за базовые  $I_\delta = I_1$  и

$$e_\delta = e_D = \frac{1}{C_D}. \text{ Тогда } \nu_1 = 1, E_{01} = 1 \text{ и}$$

$$\delta_{01.1} = \frac{a_{11} - 0}{E_{01}} = 1; \quad \delta_{01.2} = \frac{a_{12} - 0}{E_{01}} = 1.$$

По аналогии определяются амплитуды упругого крутящего момента на участке трансмиссии:

$$\left. \begin{aligned} \text{на частоте } P_1 : \delta_{12.1} &= \frac{a_{21} - a_{11}}{E_{12}}; \\ \text{на частоте } P_2 : \delta_{12.2} &= \frac{a_{22} - a_{12}}{E_{12}}; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\text{где } E_{12} = e_T / e_D = C_D / C_T$$

Графическое изображение форм колебаний в масштабе, отражающем соотношения  $E_{12}/E_{01}, a_{21}/a_{11}$  и  $a_{22}/a_{12}$ , дает наглядное качественное и количественное представление о динамической нагруженности двигателя и трансмиссии при колебаниях на каждой из собственных частот, рис.2. Для слабо демпфированных ( $\xi = 0,07 - 0,12$ ) трансмиссий формы собственных колебаний, при слабой связанности с двигателем, служат прогнозом их динамической нагруженности при резонансных режимах и случайных автоколебаниях.

В качестве критерия, характеризующего степень взаимодействия электродвигателя с механической частью привода целесообразно использовать предложенный Мандельштамом Л.Л. коэффициент связанности парциальных систем

$$\sigma = 2\gamma_2 \frac{\varepsilon}{|1 - \varepsilon^2|}, \quad (7)$$

где  $\gamma_2 = \sqrt{C_T(C_D + C_T)^{-1}}$  - коэффициент упругой связи;

$\varepsilon = P_{1П} / P_{2П}$  - коэффициент расстройки частот парциальных систем.

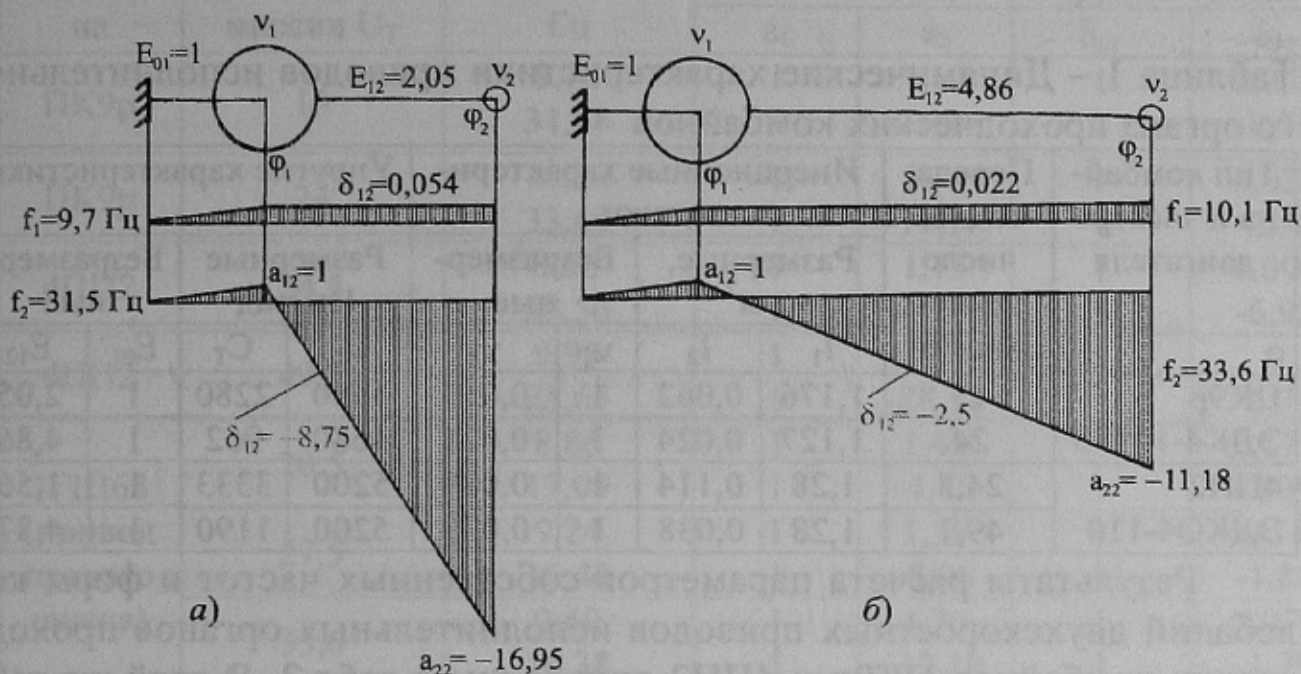


Рисунок 2 – Формы собственных крутильных колебаний ПИО комбайна ПК9р; а)  $U_T=15$ ; б)  $U_T=24$

Первая парциальная частота – двигателя ( $\varphi_2 = 0$ )  $P_{1П} = \sqrt{(C_D + C_T)I_1^{-1}}$ , вторая парциальная частота – трансмиссии ( $\varphi_1 = 0$ )  $P_{2П} = \sqrt{C_T / I_2^{-1}}$ , ( $P_{1П} > P_1$ ;  $P_{2П} < P_2$ ).

Расчет АЧХ для рассматриваемых моделей (1) при  $M_c = A \sin \omega t$  можно выполнить по зависимостям, приведенным в работах [2, 5]. Значения коэффициентов демпфирования определяются:

- для электродвигателя  $\beta_D = S_K \omega_c I_1$ , Нмс/рад, где  $S_K$  – критическое скольжение двигателя;  $\omega_c = 314 \text{ с}^{-1}$ , круговая частота питающего напряжения;

- для трансмиссии  $\beta(\omega) = \frac{\psi \cdot C_T}{2\pi\omega}$ , где  $\psi$  – коэффициент поглощения трансмиссии  $\psi = e^\delta - e^{-\delta}$ ,  $\delta = 0,45 - 0,7$  – среднестати-

стические значения логарифмического декремента колебаний [5];

- $\omega$  – круговая частота гармонического возмущения ( $\omega_{\max} \geq 1,5P_2$ ).

Рассмотрим в качестве примера результаты анализа динамических свойств приводов исполнительных органов комбайна ПК9р и 4ПП2 (характеристики их приведены в табл.1.)

Таблица 1 – Динамические характеристики приводов исполнительного органа проходческих комбайнов

Тип комбайна и электро двигателя	Переда- точное число транс- миссии	Инерционные характери- стики				Упругие характеристики			
		Размерные, кгм <sup>2</sup>		Безразмер- ные		Размерные Нм/рад		Безразмер- ные	
		I <sub>1</sub>	I <sub>2</sub>	v <sub>1</sub>	v <sub>2</sub>	C <sub>д</sub>	C <sub>т</sub>	E <sub>01</sub>	E <sub>12</sub>
ПК9р	15	1,176	0,062	1	0,053	4680	2280	1	2,05
ЭДК4-1МУ5	24	1,127	0,024	1	0,021	4680	962	1	4,86
4ПП2	24,5	1,28	0,114	1	0,089	5200	3333	1	1,56
ЭДКО4-110	49,1	1,28	0,038	1	0,029	5200	1190	1	4,37

Результаты расчета параметров собственных частот и форм колебаний двухскоростных приводов исполнительных органов проходческих комбайнов ПК9р и 4ПП2 приведены в табл.2. В этой же таблице для сравнения представлены аналогичные данные для очистных комбайнов при различных значениях передаточных чисел трансмиссий исполнительных органов.

Для приведенных в табл. 2 и других исследованных в [5] типов выемочных комбайнов динамические параметры подсистем приводов их исполнительных органов характеризуются такими соотношениями:  $I_1/I_2=5\div 47$ ;  $C_д/C_т=2\div 8$ ;  $\varepsilon=0,3-0,74$ ;  $\sigma=0,27\div 1,43$ . Во всех рассмотренных случаях наиболее опасными для трансмиссий при резонансе являются двухузловые формы колебаний, характеризующиеся амплитудами упругого момента  $|\delta_{12,2}|=1,22\div 8,75$ , происходящими в противофазе с колебаниями ротора на соответствующих частотах.

Из табл.2 следует, что при увеличении  $U_T$  наблюдается снижение амплитуды крутящего момента в трансмиссиях на двухузловых формах колебаний. Это характерно не только для комбайна ПК9р, но и для других комбайнов (1ГШ68).

Наибольшее значение коэффициента связанности  $\sigma = 1,43$  относится к приводу левого шнека комбайна 1ГШ68 с  $U_T = 20,5$ , а наименьшее  $\sigma = 0,27$  – комбайну ПК9р с  $U_T = 24$  [5]. При этом макси-

мальное значение коэффициента динамичности (АЧХ трансмиссии) при относительном коэффициенте затухания  $\xi = 0,07$  составило  $\mu_{12\max} = 4,0$  на частоте 33,6 Гц и 3,8 на частоте 31,5 Гц.

Таблица 2 – Параметры форм свободных колебаний выемочных комбайнов

Тип комбайна	Передаточное число трансмиссии $U_T$	Собственные частоты, Гц	Относительные амплитуды			
			Колебаний масс		Упругих моментов	
			$a_1$	$a_2$	$\delta_{01}$	$\delta_{12}$
ПК9р	15	9,74	1	1,12	1	0,054
		31,48	1	-16,95	1	-8,75
ПК9р	24	10,10	1	1,11	1	0,022
		33,60	1	-11,18	1	-2,50
4ПП2	24,5	9,66	1	1,15	1	0,096
		28,56	1	-9,81	1	-6,93
4ПП2	49,1	9,98	1	1,00	1	0
		28,65	1	-28,31	1	-6,71
1ГШ68 (привод правого шнека)	20,5	8,86	1	1,48	1	0,171
		17,09	1	-4,85	1	-2,09
	27,5	9,24	1	1,56	1	0,11
		16,40	1	-8,06	1	-1,81
	33,6	9,40	1	1,70	1	0,076
		16,38	1	-12,10	1	-1,79
МК67	26,7	11,95	1	1,27	1	0,076
		27,00	1	-12,35	1	-3,75
КШЗМ	50,68	8,36	1	2,36	1	0,23
		13,42	1	-6,19	1	-1,22

В анализируемом примере (ПК9р) амплитуда упругого момента при  $U_T=15$  на частоте  $f_{2c} \approx 31,5$  Гц в 3,5 раза превышает амплитуду крутящего момента на частоте 33,6 Гц в трансмиссии с  $U_T=24$ , см. табл.2 и рис.2. Вместе с тем, для комбайна 4ПП-2 расчетные амплитуды упругого момента в трансмиссии с  $U_T = 24,5$  и 49,1 на двухузловой форме колебаний отличаются мало (6,93 и 6,71).

Фрагменты осциллограмм крутящих моментов на промежуточном валу  $M_3$ , на валу исполнительного органа  $M_4$ , а также давления в гидросистеме подачи  $P_d$  и скорости поворота стрелы  $\omega_r$  комбайна ПК9р приведены на рис.3 и рис.4. Они относятся к разрушению породного забоя крепостью  $f=5-6$  в условиях шахты «Октябрьская» при повороте стрелы в горизонтальной плоскости влево с  $\omega_r \approx \omega_{r\max}$  при  $n_{ио1} = 61$  об/мин (рис.3) и  $n_{ио2} = 99$  об/мин (рис.4).



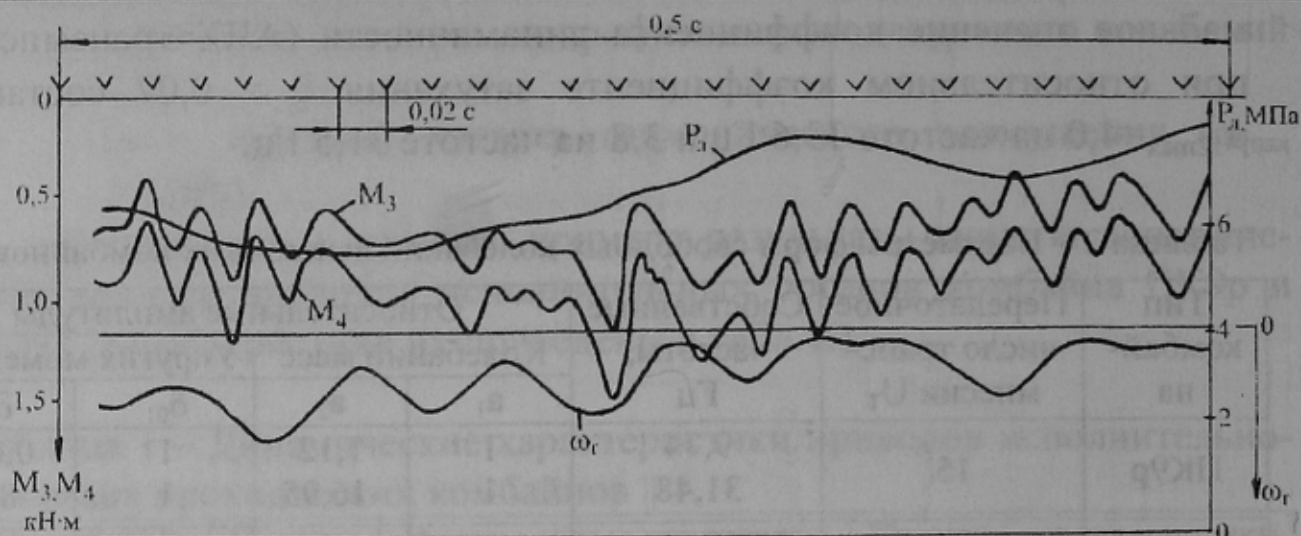


Рисунок 3 – Крутящие моменты  $M_3$ ,  $M_4$  в трансмиссии ПИО ( $U_T=24$ ), угловая скорость поворота стрелы  $\omega_r$  и давление в системе гидропривода

Сравнительный анализ осциллограмм показывает, что при практически одинаковых условиях работы комбайна, скорость резания ( $n_{uo}$ ) и соответствующие ей динамические характеристики ПИО оказывают существенное влияние на формирование амплитуд высокочастотных колебаний. Так, при  $n_{uo2} = 99$  об/мин средние значения амплитуд крутящих моментов  $M_3$  и  $M_4$  в 3,0 – 3,37 раза выше амплитуд  $M_3$  и  $M_4$  при  $n_{uo} = 61$  об/мин и практически одинаковых средних уровнях моментов. Эти данные практически совпадают с изложенными выше результатами расчета собственных частот и форм колебаний ( $8,75/2,50=3,5$ , см. табл.2).

Следует отметить, что при  $U_T=15$  могут формироваться возмущения в зубчатой передаче и на исполнительном органе, близкие к собственной частоте колебаний  $f_2 \approx 31,5$  Гц.

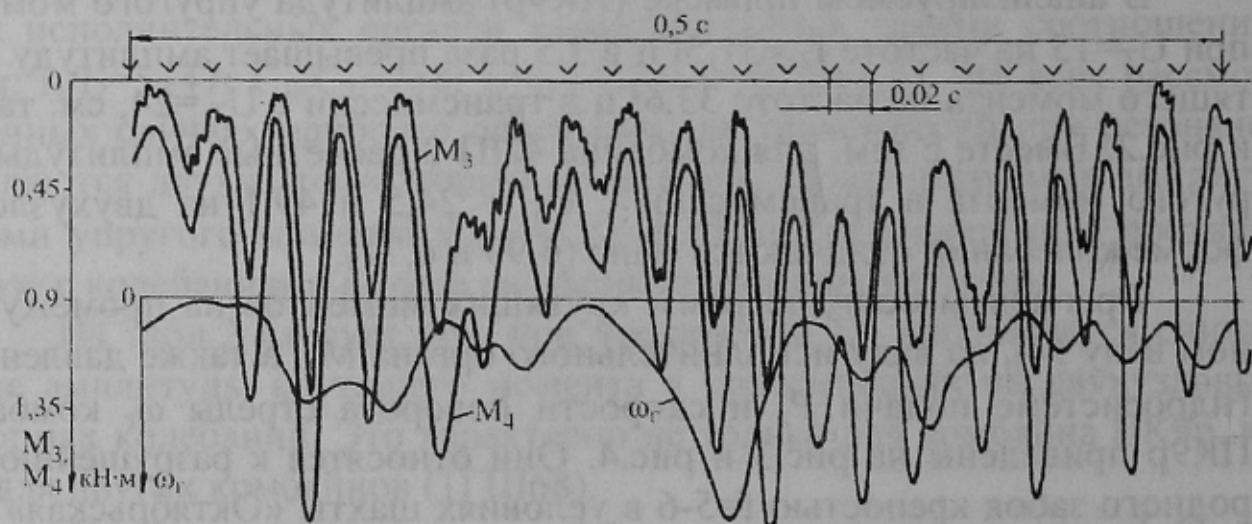


Рисунок 4 – Крутящие моменты  $M_3$ ,  $M_4$  в трансмиссии ПИО ( $U_T=15$ ), угловая скорость  $\omega_r$  поворота стрелы

Анализ осциллограмм (рис.3, рис.4) и результаты исследований динамических свойств ПИО позволяют сделать следующие выводы:

1) идентичность характера изменения крутящих моментов  $M_3$  и  $M_4$  подтверждает обоснованность принятой динамической и математической моделей ПИО для исследования ее динамических свойств и нагруженности без учета в первом приближении обратной связи с забоем;

2) существенное различие амплитуд высокочастотных ( $\sim 32$  Гц) составляющих крутящих моментов в двухскоростных трансмиссиях ПИО обусловлено особенностями собственных форм их колебаний и закономерностями формирования крутильных автоколебаний в слабо демпфированных трансмиссиях при слабой связанности их с приводным двигателем;

3) количество циклов напряжений кручения для всех валов трансмиссии определяется не числом их оборотов, как это рекомендуется в [7], а частотой двухузловой формы крутильных колебаний;

4) усталостные повреждения элементов трансмиссии при работе комбайна с разными скоростями вращения коронки могут быть существенно неодинаковыми, так как они зависят от амплитуды и числа циклов действующих напряжений на каждом рабочем режиме;

5) наличие колебательных составляющих на осциллограммах давления в гидросистеме  $P_d$  и скорости поворота стрелы  $\omega_r$  свидетельствует о наличии сложных взаимосвязанных динамических явлений в системе «комбайн-забой» и предпочтительности исследования нагруженности всех силовых подсистем комбайна с учетом обратных связей с забоем и взаимных связей между силовыми подсистемами комбайна [8].

**Выводы и направления дальнейших исследований.** Таким образом, предложена адекватная в главном математическая модель для исследования динамических свойств подсистем приводов исполнительных органов проходческих комбайнов с двухскоростными трансмиссиями. С привлечением результатов натурального эксперимента подтверждено формирование высокочастотных автоколебательных составляющих крутящих моментов в слабо демпфированных трансмиссиях. Показано, что амплитуды и частоты крутильных колебаний в значительной степени определяются динамическими характеристиками ПИО и параметрами собственных форм колебаний двухскоростных трансмиссий.

При формировании нагрузочных блоков для расчета деталей трансмиссий проходческих комбайнов на выносливость необходимо учитывать особенности амплитудно-частотных спектров нагрузок привода исполнительного органа комбайна, обусловленные его динамическими свойствами, условиями и режимом работы. Полученные результаты будут использованы при совершенствовании и реализации имитационных моделей для исследования нагруженности и расчета на выносливость деталей редукторов выемочных комбайнов.

Список источников

1. Гуляев В.Г., Петрушкин Г.В. Динамические характеристики электромеханической системы привода исполнительного органа комбайна ПК9р// Разработка месторождений полезных ископаемых. Вып.41, Киев. Техника. 1975.-С.105-107.
2. Петрушкин Г.В. Исследование и выбор параметров приводов стреловидного исполнительного органа высокопроизводительного проходческого комбайна//Дис.... канд. техн. наук. - Донецк. ДПИ,1976.-179с.
3. Крыловский А.Л. Исследование и определение нагруженности трансмиссий исполнительного органа проходческих комбайнов избирательного действия. Автореф. Дис. ... канд.техн.наук,М.,1983.-17с.
4. Семенченко Д.А. Обоснование параметров исполнительного органа проходческого комбайна с аксиальными коронками. Дис.... канд.техн.наук.-Донецк:ДонНТУ, 2003.-158с.
5. Гуляев В.Г. Научные основы оптимизации динамических свойств очистных комбайнов демпфирующими устройствами. Дис.... докт. техн. наук. Донецк, ДПИ, 1985.-498с.
6. Гуляев В.Г., Петрушкин Г.В., Калюжный В.Г. Модель проходческого комбайна для анализа его нагруженности при случайных колебаниях//Докл. на междуна. научно-практ. конференции «Совершенствование конструкций, технологии изготовления и эксплуатации горного оборудования и средств автоматизации», Москва, 1992. Ч-1. -С.13-18.
7. Семенча П.В., Зислин Ю.А. Редукторы горных машин. Конструкции, расчет и испытания//М.:Недра,1990.-237с.
8. Кондрахин В.П., Хиценко А.И. Имитационное математическое моделирование процесса функционирования проходческого комбайна//Труды Международной научно-технической конференции «Горная электромеханика и автоматика».-Донецк, ДонНТУ,2003.-С.128-138.