

УДК 622.232

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ УГЛА ЗАПИРАНИЯ ВИБРОЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВ НА МАКСИМАЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ В РЕДУКТОРЕ ПОДСИСТЕМ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА

П.А. Горбатов, докт. техн. наук, проф.,

Н.Н. Мотин, канд. техн. наук, доц.,

М.В. Перинский, магистрант

Донецкий национальный технический университет

Исследовано влияние угла запираания виброзащитного устройства на максимальные нагрузки в подсистемах привода исполнительных органов комбайна (на примере КДК 500). Показана целесообразность повышения угла запираания с целью обеспечения работы устройства без запирааний.

The influence of the angle vibroprotecting locking device on the maximum loads in the subsystems of the drive executive harvester (for example, KDK 500). The expediency of increasing the angle of lock to ensure that work without locking the device.

Досліджено вплив кута запирання віброзахисного пристрою на максимальні навантаження у підсистемах приводу виконавчих органів комбайну (на прикладі КДК 500). Показана доцільність збільшення кута запирання з метою забезпечення роботи пристрою без запирання.

Объект исследования - очистной комбайн типа КДК 500 со встроенными в подсистемы привода исполнительных органов виброзащитными устройствами, предназначенными для снижения динамических нагрузок в этих подсистемах.

Цель исследования: выполнить анализ влияния угла запираания виброзащитных устройств (ВЗУ) на максимальные нагрузки подсистем привода исполнительных органов (ПИО).

В качестве основных исходных данных для решения поставленной задачи были выбраны следующие.

$\overline{M}_{c.n} = 1000 \text{ Нм}$ - момент сопротивления, приведенный к валу электродвигателя и определенный для следующих представительных условий эксплуатации: мощность шахтопласта $H_p = 2,2 \text{ м}$; сопротивляемость угля резанию $\overline{A}_p = 218 \text{ кН/м}$; показатель степени хрупкости $E = 1,65$; скорость подачи комбайна $V_n = 7 \text{ м/мин}$; рассматривается подсистема ПИО опережающего шнека [1].

В качестве эквивалентной динамической схемы механической части подсистемы ПИО в соответствии с разработками [2] принята двухмассовая система со следующими приведенными к валу электродвигателя динамическими параметрами: моментами инерции главных масс $I_1 = 2,26 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ и $I_2 = 0,18 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; коэффициентом податливости $e_{12} = 353 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1}$; относительным демпфированием $\psi_{12} = 0,11$.

Для установления рациональной области значений коэффициента податливости ВЗУ использована методика [3], основанная на анализе зависимости коэффициента вариации ν крутящего момента M от приведенного к валу двигателя коэффициента податливости устройства e_{yn} , см. рис. 1.

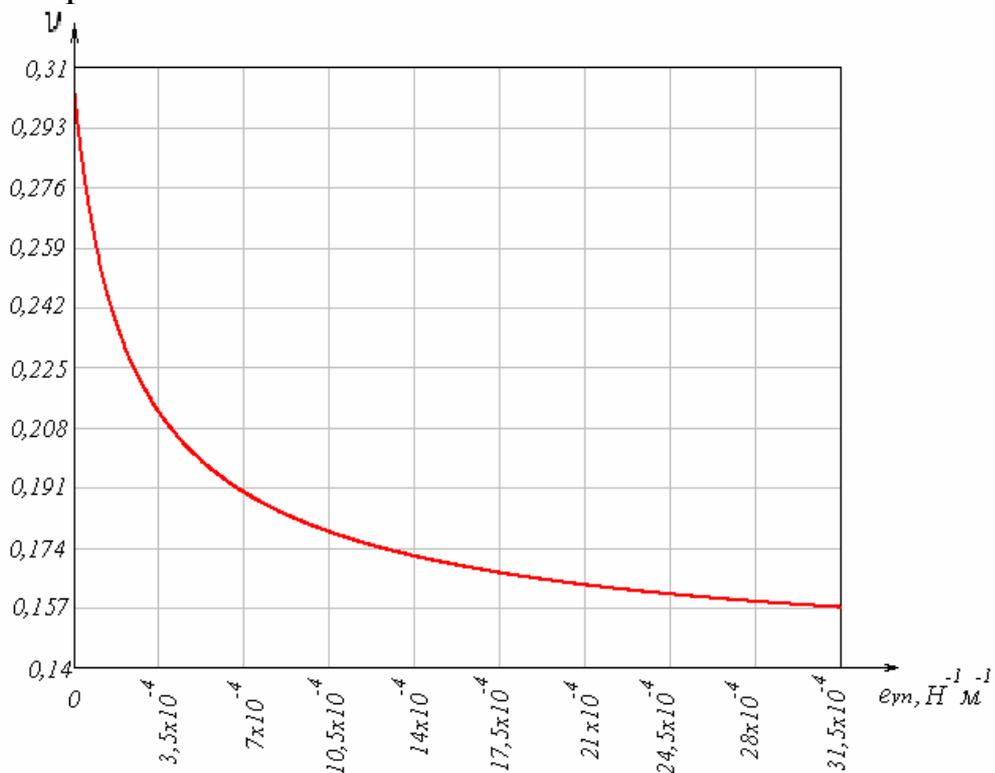


Рисунок 1 - Зависимость коэффициента вариации нагрузки от коэффициента податливости устройства

Как видно из графика (с учетом реальных конструктивных решений), рациональной областью значений коэффициента податливости является $e_{yn} \in [1,05 \cdot 10^{-3}; 1,75 \cdot 10^{-3}] \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1}$.

В настоящей работе с учетом возможности конструктивного исполнения ВЗУ для последующего анализа принято значение $e_{yn} = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1}$.

Тогда приведенный к валу электродвигателя коэффициент податливости e_n подсистемы привода исполнительного органа с ВЗУ определится выражением: $e_n = e_{12} + e_{yn} = 1,41 \cdot 10^{-3} \text{ рад/Нм}$.

Основные оценочные зависимости для выявления влияния угла запираания ВЗУ φ_{3n} (приведенного к валу электродвигателя) на максимальные нагрузки предложены в работах [4-6].

Максимальный момент нагрузки в трансмиссии, приведенный к валу двигателя:

$$M_{\max} = \bar{M}_{c.n} + M_{\partial},$$

где M_{∂} - динамический момент, для определения которого необходимо сравнить длительность нарастания внешней нагрузки τ_u до величины $M_{ск}$, соответствующей сколу твердого включения, с периодом собственных колебаний подсистемы привода, T_c ;

$$\tau_u = Z_{n.ск.маx} \cdot C_{ТВ}^{-1} \cdot V_p^{-1}, \text{ с,}$$

$Z_{n.ск.маx}$ - максимальное значение пиковой силы резания на резце при прорезании твердого включения, Н [7];

$C_{ТВ}$ - коэффициент жесткости внешнего сопротивления; в соответствии с [4,5] принято, что $C_{ТВ} = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ Нм}^{-1}$;

V_p - скорость резания, м/с;

$$Z_{n.ск.маx} = \bar{Z}_{n.ск} (1 + 3 \cdot v_{ск}), \text{ Н;}$$

$\bar{Z}_{n.ск}$ - среднее значение пиковой силы резания при прорезании твердого препятствия, Н;

$v_{ск}$ - коэффициент вариации среднего значения пиковой силы резания.

Если:

$$\tau_u \geq 0,4 \cdot T_c, \text{ то } M_{\partial} = M_{ск} = \frac{Z_{n.ск.маx} \cdot D_u}{2 \cdot u}, \text{ где } D_u - \text{номинальный}$$

диаметр шнекового исполнительного органа, м; u – передаточное число редуктора подсистемы ПИО;

$\tau_u < 0,4 \cdot T_c$, то $M_{\partial} \leq M_{ск}$ и определяется для трех различных режимов работы ВЗУ.

Эти режимы следующие:

- 1) ВЗУ запирается во время действия импульса;
- 2) ВЗУ запирается после окончания импульса;

3) ВЗУ работает без запираций.

В расчетах использованы формулы, приведенные в [5]. Результаты расчетов представлены на рис. 2.

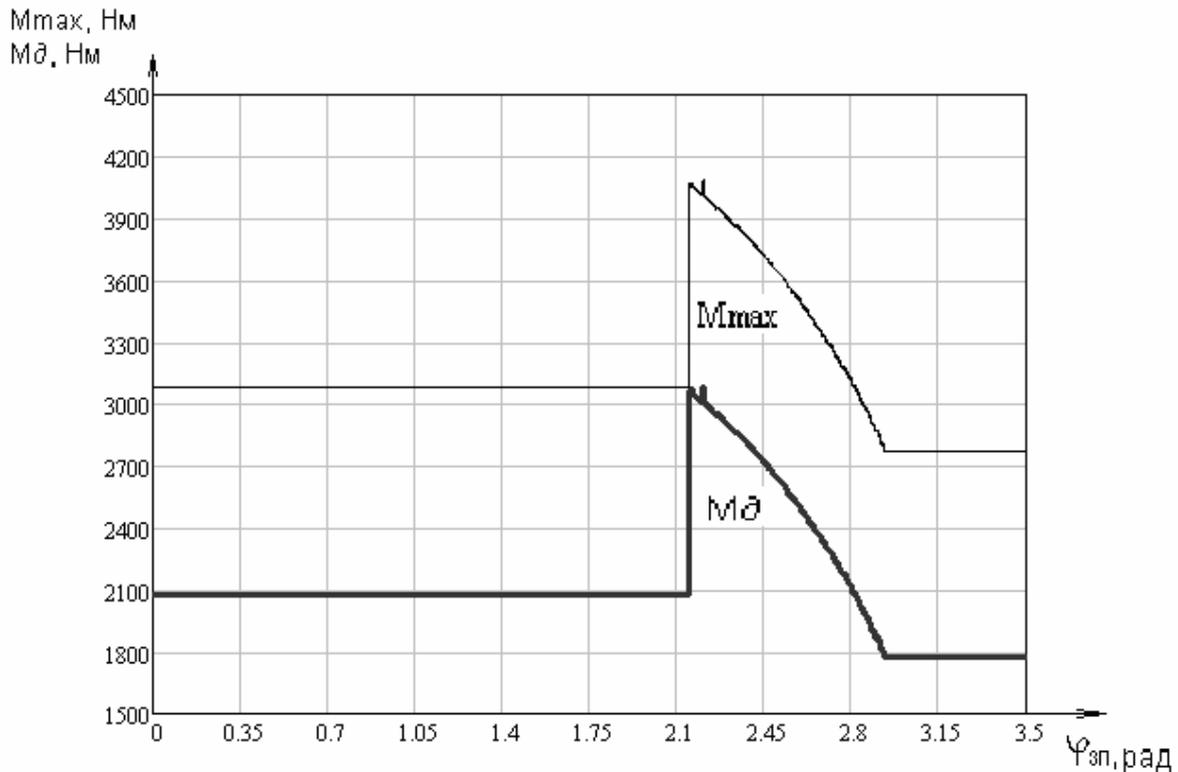


Рисунок 2 - Зависимость момента динамического и момента максимального от угла запирающего устройства

На рис. 2 видна эффективность работы ВЗУ при различных углах запирающего устройства. Так, в первом режиме (0 – 2,15 рад) ВЗУ запирается во время действия импульса пиковой нагрузки, а во втором режиме (2,15 – 2,93 рад) ВЗУ запирается после окончания импульса. Оба этих режима не способствуют снижению максимальной нагрузки. Однако при угле запирающего устройства свыше 2,93 рад ВЗУ начинает функционировать в третьем режиме, т.е. без запирающих устройств, что позволяет снизить динамический момент, возникающий при встрече рабочего инструмента с твердым включением.

Таким образом, при указанном увеличении угла запирающего устройства ВЗУ отмечается снижение максимальных нагрузок оценочно в 1,2 раза, однако при увеличении $\varphi_{зп}$ возможны сложности с прочностными позициями для упругих элементов устройства. Поэтому данная задача является в определенной степени антагонистичной и конструктор должен решать ее на основе метода компромиссных решений.

Список источников.

1. Горбатов П.А., Потапов В.Г. Установление представительных параметров условий работы очистных комбайнов при их проектировании, испытаниях и исследованиях // Горное оборудование и электромеханика. – М.: Новые технологии, №7, 2006. – С. 33-35.
2. Установление динамических характеристик подсистем привода исполнительных органов очистного комбайна нового поколения / П.А. Горбатов, Н.М. Лысенко, Е.А. Воробьев и др. // Горное оборудование и электромеханика. – М.: Новые технологии, №2, 2008. – С.13-17.
3. СТП 50-0135-90. Комбайны очистные. Система привода исполнительных органов с виброзащитными устройствами. Выбор рациональных динамических и конструктивных параметров виброзащитных устройств. Методика // Горловский машзавод им. Кирова; Руководители П.А. Горбатов и В.Г. Гуляев. – Горловка, 1990. – 16 с.
4. Мотин Н.Н., Снижение пиковых нагрузок в системе привода исполнительных органов очистных комбайнов. – Автореф. дис.... канд. техн. наук. - Донецк, 1992. – 20 с.
5. СТП-50-0136-90 Комбайны очистные. Система привода исполнительных органов с виброзащитными устройствами. Расчет максимальных нагрузок. Методика // Горловский машзавод им. Кирова; Руководители В.Г. Гуляев и П.А. Горбатов. – Горловка, 1990. - 16с.
6. Гуляев В.Г., Горбатов П.А., Мотин Н.Н. Определение максимальных нагрузок в подсистемах приводов комбайнов с виброзащитными устройствами // Уголь Украины – 1995. - №12. – С. 47-48.
7. КД 12.10.042-99. Комбайны очистные. Методика расчета максимальных нагрузок в трансмиссиях. – Донецк: Минуглепром Украины, 1999. – 9с.