

УДК 622.21

И. А. Горобец, канд. техн. наук, проф.

Донецкий национальный технический университет, ДНР

E-mail: gorobets.ascon@gmail.com

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДВИЖИТЕЛЯ БСП НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ГОРНОГО КОМБАЙНА

Обоснована зависимость производительности очистного комбайна от параметров зацепления зубьев колесно-реечного движителя БСП. Разработанный подход определения повышения производительности очистного комбайна позволяет установить и оценить степень влияния параметров зубчатого зацепления колесно-реечного движителя на производительность очистного комбайна с БСП. Доказано, что при использовании колесно-реечного движителя БСП с оптимальным профилем зубьев открытой передачи, позволяет повысить производительность очистного комбайна до 20%.

Ключевые слова: производительность, параметр, зацепление, движитель, комбайн, влияние, оптимизация

I. Gorobets

EVALUATION OF THE INFLUENCE OF CHS MOVER PARAMETERS ON MINING SHEARER PRODUCTIVITY

The dependence of the productivity of the shearer on the gearing parameters of the wheel-rack mover CHS is justified. The developed approach for determining the efficiency of the shearer allows to establish and evaluate the degree of influence of the gear parameters of the wheel-rack mover on the performance of the shearer with CHS. It is proved that when using a wheel-rack mover CHS with an optimal tooth profile of an open transmission, it allows to increase the productivity of the shearer up to 20%.

Keywords: productivity, parameter, gearing, mover, shearer, influence, optimization

1. Введение

В настоящее время современные очистные комбайны оснащаются бесцепными системами перемещения (БСП) колесно-реечного типа, обладающие повышенной безопасностью.



Рисунок 1. Вид очистного комбайна с БСП

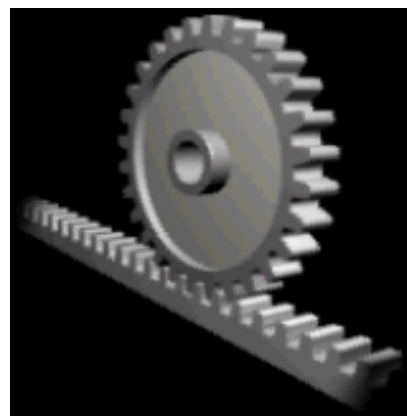


Рисунок 2. Схема конструкции движителя БСП

Особенностями конструкции и эксплуатации движителей БСП, по исследованиям автора, являются:

- небольшое число зубьев приводного колеса (8...15), значительная высота зубьев и малая (по сравнению с высотой) ширина зубчатого венца приводного колеса;
- наличие изменений межцентрового расстояния приводного колеса и рейки, достигающего 10% номинальной его величины;
- погрешность изготовления элементов зацепления (зубьев, цевок), их взаимного пространственного положения из-за сложности изготовления длинных штампованных, литых, сборно-сварных зубчатых (цевочных) реек и экономической нецелесообразности изготовления их максимально точными. При этом погрешность шага зубьев рейки достигает 3% номинального его значения;
- неравномерность скорости перемещения, обусловленная геометрией зацепления. При этом коэффициент неравномерности скорости перемещения достигает величины 1,10;
- неравномерность тягового усилия, обусловленная геометрией и изменениями условий зацепления. При этом коэффициент неравномерности тягового усилия достигает величины 1,54;
- высокая динамическая нагруженность элементов конструкции очистного комбайна из-за неравномерности тягового усилия и скорости перемещения;
- знакопеременное радиальное усилие в зацеплении, стучающее мгновенное значение КПД движителя (с 0,93 до 0,30) из-за несовершенства геометрии профиля зубьев и изменений условий работы движителя;
- значительный износ зубьев, снижающий долговечность приводных элементов движителя.

Однако особенности эксплуатации комбайнов с БСП, технологические погрешности изготовления элементов реек и геометрия профиля зубьев движителя обуславливают неравномерности тягового усилия и скорости перемещения комбайна, невысокий КПД движителя.

Целью исследований является оценка влияния параметров зацепления открытой зубчатой передачи движителя БСП на производительность очистного комбайна.

2. Основное содержание и результаты

Оценку зависимости производительности очистного комбайна от параметров зацепления колесно-реечной передачи БСП произведем на основании следующих положений.

Поскольку минутная производительность комбайна пропорциональна скорости его перемещения, то справедливо

$$\frac{Q_2}{Q_1} \equiv \frac{V_{k2}}{V_{k1}}, \quad (1)$$

где Q_2 и Q_1 - производительность, а V_{k2} и V_{k1} - скорость перемещения комбайна с различными характеристиками зацепления приводных элементов БСП.

Составим уравнение баланса мощности комбайна

$$(N_p + N_{II})\eta_{MP}^{-1} + N_{МП}(\eta_q\eta_{МП})^{-1} \leq M_y\omega_{об}, \quad (2)$$

где N_p ; N_{II} ; $N_{МП}$ - мощность, соответствующая разрушению пласта, погрузке разрушенного угля на конвейер, перемещению комбайна; M_y - устойчивый момент двигателя; $\omega_{об}$

- угловая частота вращения ротора двигателя; η_q ; η_{MP} ; $\eta_{МП}$ - КПД соответственно двигателя БСП, механического привода исполнительного органа и механизма перемещения.

Зависимости мощности разрушения и погрузки пласта полезного ископаемого определим, как:

$$N_p = F_p V_p, \tag{3}$$

$$N_{\Pi} = F_{\Pi} V_{\Pi}, \tag{4}$$

где F_p и F_{Π} - усилия разрушения пласта и погрузки угля на конвейер, соответственно; V_p - скорость резания.

Поскольку усилия разрушения пласта и погрузки угля на конвейер пропорциональны толщине среза, а значит, и скорости перемещения комбайна, получим:

$$F_p = F_{0p} + a_p V_k; \tag{5}$$

$$F_{\Pi} = F_{0\Pi} + a_{\Pi} V_k, \tag{6}$$

где F_{0p} и $F_{0\Pi}$ - начальная величина усилий разрушения пласта и погрузки разрушенного пласта, соответственно; V_k - скорость перемещения комбайна; a_p ; a_{Π} – величины, учитывающие свойства угольного пласта, параметры режущего инструмента, режимы работы и схему набора режущего инструмента на исполнительном органе комбайна.

Представим устойчивый крутящий момент на валу электродвигателя очистного комбайна, как [1]

$$M_y = \frac{M_{\phi \max} k_y}{k_{BЧ} (1 + k_B k_{BЧ})}, \tag{7}$$

где $M_{\phi \max}$ - максимальный момент, который может развивать электродвигатель в реальной шахтной сети; $k_{HЧ}$ и $k_{BЧ}$ - коэффициент неравномерности, соответственно, низко- и высокочастотной составляющей момента; k_B - коэффициент, учитывающий качество управления комбайном.

После подстановки (3)...(7) в (2) и решения последнего относительно V_k , получим

$$V_k = \frac{b k_{HЧ}^{-1} - c}{F \eta_q^{-1} + a}, \tag{8}$$

где $a = (a_p + a_{\Pi}) V_p \eta_{МП} \eta_{MP}^{-1};$ \tag{9}

$$b = \frac{(M_{\phi \max} k_y \eta_{МП} \omega_{\partial \epsilon})}{(1 + k_B k_{BЧ})}, \tag{10}$$

$$c = V_p (F_{0p} + F_{0\Pi}) \eta_{МП} \eta_{MP}^{-1}.$$

Тогда выражение (1) будет иметь вид:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{bk_{HЧ2}^{-1} - c}{bk_{HЧ1}^{-1} - c} \cdot \frac{F_1\eta_{q1}^{-1} + a}{F_2\eta_{q2}^{-1} + a}. \quad (11)$$

Представим $k_{HЧ}$ в виде [1]

$$k_{HЧ} = \frac{M_{c\max}}{M_{cc}} = \frac{\overline{M}_c^p + M_a^p + \overline{M}_c^\Pi + M_a^\Pi \cos\theta_{P\Pi} + \overline{M}_c^{M\Pi} + M_a^{M\Pi} \cos\theta_{PМ\Pi}}{\overline{M}_c^p + \overline{M}_c^\Pi + \overline{M}_c^{M\Pi}} \equiv \equiv 1 + \frac{M_a^p + M_a^\Pi \cos\theta_{P\Pi} + M_a^{M\Pi} \cos\theta_{PМ\Pi}}{\overline{M}_c^p + \overline{M}_c^\Pi + \overline{M}_c^{M\Pi}}, \quad (12)$$

где \overline{M}_{cc} , $M_{c\max}$ - среднее значение и максимальная величина момента сил сопротивления; $\overline{M}_c^p; M_a^p; \overline{M}_c^\Pi; M_a^\Pi; \overline{M}_c^{M\Pi}; M_a^{M\Pi}$ - среднее значение (\overline{M}_c) и амплитуда (M_a) моментов сил сопротивления соответственно разрушения пласта, погрузки разрушенного угля на конвейер и перемещения комбайна; $\theta_{P\Pi}$; $\theta_{PМ\Pi}$ - фаза между амплитудами моментов сил сопротивления, соответственно разрушения пласта и погрузки угля на конвейер; разрушения пласта и перемещения комбайна.

Почленно поделив второе слагаемое (12) и представив

$$\frac{M_a \cos\theta}{\overline{M}_{cc}} = \frac{\overline{M}_c}{\overline{M}_{cc}} \cdot \frac{M_a + \overline{M}_c - \overline{M}_{cc}}{\overline{M}_c} \cos\theta, \quad (13)$$

а также обозначив

$$(M_a + \overline{M}_c) / \overline{M}_c = k_{HЧ}; \quad (14)$$

$$\overline{M}_c / \overline{M}_{cc} = \delta, \quad (15)$$

получим

$$k_{HЧ} = 1 + \delta_p (k_{HЧ}^p - 1) + \delta_\Pi (k_{HЧ}^\Pi - 1) \cos\theta_{P\Pi} + \delta_{M\Pi} (k_{HЧ}^{M\Pi} - 1) \cos\theta_{PМ\Pi}, \quad (16)$$

где δ_p ; δ_Π ; $\delta_{M\Pi}$; - весомость нагрузки, соответственно от разрушения пласта, погрузки разрушенного угля на конвейер и перемещение комбайна в общей нагрузке; $k_{HЧ}^p; k_{HЧ}^\Pi; k_{HЧ}^{M\Pi}$ - коэффициенты неравномерности соответствующего вида нагрузок по низкой частоте.

Представим момент сил сопротивления от разрушения пласта в виде [2,3,4], получим

$$k_{HЧ}^\Pi = \frac{M_{c\max}^\Pi}{\overline{M}_c^p} = \frac{0,5D_u \left[Z_\Pi \sum_1^{n_p} \sin \gamma_i + y_0 n_p f_p + f_p (q_1 h_{\max} + q_2 V_k) \sum_1^{n_p} \sin \gamma_i \right]^{\max}}{0,5D_u \left[Z_\Pi \sum_1^{n_p} \sin \gamma_i + y_0 n_p f_p + f_p (q_1 h_{\max} + q_2 V_k) \sum_1^{n_p} \sin \gamma_i \right]^{cp}}, \quad (17)$$

где D_u - диаметр исполнительного органа по резцам; Z_{II} - математическое ожидание усилия на передней грани резца при максимальной толщине среза; y_0 - усилие по задней грани острого резца; n_p - число резцов, контактирующих с забоем; f_p - коэффициент трения резца о разрушаемый материал; h_{max} - максимальная толщина среза; q_1 и q_2 - коэффициенты, учитывающие влияние толщины среза и действительной скорости перемещения комбайна на усилия по задней грани резца; γ_i - угол, определяющий положение i -го резца на дуге резания.

Однако, согласно [2]

$$\sum_1^{n_p} \cos \gamma_i = A_p + B_p \sin \lambda_p t, \quad (18)$$

где A_p - среднее значение; B_p - амплитуда; λ_p - частота изменения суммы синусов.

Тогда

$$\left[\sum_1^{n_p} \sin \gamma_i \right]_{\lambda_{pt}=\pi/2}^{\max} = A_p + B_p, \quad (19)$$

$$\left[\sum_1^{n_p} \sin \gamma_i \right]_{\lambda_{pt}=2\pi}^{cp} = A_p, \quad (20)$$

Тогда зависимость (18) преобразуем к виду

$$k_{HЧ} = \frac{D + EV_{k \max}}{u + H\bar{V}_k}, \quad (21)$$

где

$$D = Z_{II}(A_p + B_p) + y_0 n_p f_p + f_p q_1 h_{\max} (A_p + B_p), \quad (22)$$

$$E = f_p q_2 (A_p + B_p), \quad (23)$$

$$u = Z_{II} A_p + y_0 n_p f_p + f_p q_1 h_{\max} A_p, \quad (24)$$

$$H = f_p q_2 A_p. \quad (25)$$

Для интенсивных режимов работы очистного комбайна ($V_k \geq 3$ м/мин)

$$\frac{D}{(u + H\bar{V}_k)} \approx 1. \quad (26)$$

Представим

$$\frac{EV_{k \max}}{u + H\bar{V}_k} = \frac{EV_{k \max}}{EV_k} \cdot \frac{EV_k}{u + H\bar{V}_k}. \quad (27)$$

Обозначим

$$E\bar{V}_k / (u + H\bar{V}_k) = \delta_V, \quad (28)$$

$$V_{k \max} / \bar{V}_k = k_{HЧ}^V, \quad (29)$$

Тогда

$$k_{HЧ}^P = 1 + \delta_V k_{HЧ}^V. \quad (30)$$

Для указанных режимов работы очистных комбайнов для тонких пластов, например, $\delta_V=0,08\dots 0,10$. Будем считать, что неравномерность момента сил сопротивления, а следовательно, и не зависит от места положения движителя БСП и профиля его зубьев и остаются постоянными, т. е.

$$k_{HЧ2}^П = k_{HЧ1}^П = const. \quad (31)$$

Коэффициент неравномерности момента сил сопротивления по низкой частоте, обусловленный неравномерностью тягового усилия, для одинаковых габаритных размеров движителя БСП определяется выражением

$$k_{HЧ}^{МП} = \frac{M_c^{МП}}{\bar{M}_c^{МП}} \equiv \frac{F_{\max}}{\bar{F}} = k_{HЧ}^F, \quad (32)$$

где \bar{F} и F_{\max} - средняя и максимальная величины тягового усилия, реализуемого движителем БСП.

Тогда выражение (16) с учетом зависимостей (30) – (32) и при $\theta_{рП} = \theta_{рМП} = 0$ принимает вид

$$k_{HЧ} = 1 + \delta_p \delta_V k_{HЧ}^V + \delta_{П} (k_{HЧ}^П - 1) + \delta_{МП} (k_{HЧ}^F - 1). \quad (33)$$

Весомость нагрузки от нагрузки разрушаемого угля $\delta_{П}$ и перемещения комбайна $\delta_{МП}$ по данным исследований [5] при интенсивных их режимах работы (у комбайнов для выемки тонких пологих пластов) может быть принята: $\delta_{П} = 0,25\dots 0,35$; $\delta_{МП} = 0,10\dots 0,15$. Тогда δ_p будет в пределах $0,5\dots 0,65$.

Представим зависимость (12) в виде

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{(b - k_{HЧ2}c)k_{HЧ1}}{(b - k_{HЧ1}c)k_{HЧ2}} \cdot \frac{(F_1 + a\eta_{\delta1})\eta_{\delta2}}{(F_2 + a\eta_{\delta2})\eta_{\delta1}}. \quad (34)$$

Поскольку можно принять $b \gg k_{HЧ}c$ и $F \gg a\eta_{\delta}$ (особенно у комбайнов для выемки тонких пологих пластов), тогда

$$\frac{Q_2}{Q_1} \approx \frac{k_{HЧ1}F_1\eta_{\delta2}}{k_{HЧ2}F_2\eta_{\delta1}}. \quad (35)$$

Обозначим

$$k_{HЧ2}/k_{HЧ1} = \chi_p, \quad (36)$$

$$F_2/F_1 = \chi_F, \quad (37)$$

$$\eta_{\delta2}/\eta_{\delta1} = \chi_{\eta}. \quad (38)$$

Тогда

$$\frac{Q_2}{Q_1} \approx \frac{\chi_{\eta}}{\chi_p \chi_F}, \quad (39)$$

где χ_p ; χ_F ; χ_η - величины, характеризующие снижение соответственно тягового усилия и повышение КПД двигателя БСП.

Тогда, например, при использовании двигателя колесно-реечной передачи БСП с оптимальным профилем зубьев, за счет чего на 60% снижается неравномерность тягового усилия, на 50% - снижается неравномерность скорости перемещения комбайна; на 15% повышается средний КПД двигателя и на 3-20% снижается величина тягового усилия [7] за счет рационального места положения двигателя, прирост производительности составляет - 20%.

3. Заключение

Обоснована зависимость производительности очистного комбайна от параметров зацепления зубьев колесно-реечного двигателя БСП. Разработанный подход определения повышения производительности очистного комбайна позволяет установить и оценить степень влияния параметров зубчатого зацепления колесно-реечного двигателя на производительность очистного комбайна с БСП. Доказано, что при использовании колесно-реечного двигателя БСП с оптимальным профилем зубьев открытой передачи, позволяет повысить производительность очистного комбайна до 20%.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учебник для вузов / Г. В. Малеев, В. Г. Гуляев, Н. Г. Бойко и др. – М.: Недра, 1988. – 368 с.
2. Бойко, Н. Г. Очистные комбайны для тонких пластов / Бойко Н. Г. – Донецк, ДВНЗ «ДонНТУ», 2010. – 476 с.
3. Шабаев, О. Е. Оценка влияния ширины захвата шнекового исполнительного органа очистного комбайна для тонких пологих пластов на энергетические параметры машины / О. Е. Шабаев, Е. Ю. Степаненко, П. П. Зинченко // Инновационные перспективы Донбасса, г. Донецк, 22-25 мая 2018 г. – Донецк: ДонНТУ, 2018. – Т. 3. – С. 47 – 50.
4. Нечепаяев, В. Г. Имитационная модель функционирования шнековых очистных комбайнов, предназначенных для выемки тонких пологих пластов / В. Г. Нечепаяев, О. Е. Шабаев, Е. Ю. Степаненко, П. П. Зинченко // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2019. – Вып. № 2(65). – С. 26-34.
5. Исследование погрузочной способности барабанного исполнительного органа и мощности выгрузки угля: Отчет по НИР (промежуточный) / ДПИ, руков. Н. Г. Бойко, В. А. Межаков – № ГР 01826048241; инв. № 02850019309 – Донецк, 1984. – 114 с.
6. Гладчук, Е. А. Параметрическое моделирование технической системы нестабильной структуры / Е. А. Гладчук // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2016. – Вып. № 3(54) – С. 25-29.
7. Горобец, И. А. Оптимизация профиля зубьев двигателей механизма перемещения очистных комбайнов. / И. А. Горобец // Известия Вузов. Горный журнал. – М., 1992. – Вып. №5. – С. 77-81.

Поступила в редколлегию 10.02.2020 г