

УДК 622.232.7

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕВОЧНО-РЕЕЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Кондрахин В.П., докт. тех. наук., проф., Лысенко Н.М., канд. техн. наук, доц., Косарев А.В., аспирант, Донецкий национальный технический университет,
Косарев В.В., канд. техн. наук, Стадник Н.И., докт. техн. наук, Донгипроуглемаш

Проведен анализ кинематических и силовых параметров двухдвигательного механизма перемещения очистного комбайна. Дана оценка влияния параметров зацепления на неравномерность нагрузки привода.

The analysis of kinematical and power parameters of double mover shearer moving mechanism was developed. The influence of parameters of toothing to irregularly distributed load in drive was given.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Эксплуатация очистных комбайнов, оснащенных цевочно-реечным механизмом перемещения, выявила ряд вопросов, связанных с высокой неравномерностью нагрузки в двухдвигательных приводах механизма перемещения. Одной из причин такой неравномерности является несовершенство геометрических характеристик зацеплений «звезда – цевка» и «колесо – звезда» [1]. Проблема состоит в адекватной оценке кинематических и силовых параметров трехэлементных цевочно-реечных двигателей с учетом возможных изменений значений межцентрового расстояния и фактического профиля зубьев.

Анализ исследований и публикаций. Вопросы проектирования и расчета геометрических параметров цевочно-реечных двигателей механизма перемещения очистных комбайнов исследовались в работах ученых ДонНТУ, ТулГУ, институтов Донгипроуглемаш и Гипроуглемаш [2, 3, 4 и др.]. Большинство этих работ посвящены теоретическим исследованиям геометрических, кинематических и силовых параметров двухэлементного двигателя, в то время как трехэлементный двигатель недостаточно изучен. Кроме того, исследования кинематических и силовых характеристик цевочно-реечных двигателей проводились в основном применительно к номинальным условиям эксплуатации (номинальное межосевое расстояние и отсутствие износа).

Постановка задачі. Целью настоящей работы является экспериментальное определение кинематических и силовых параметров трехэлементных цевочно-реечных движителей очистных комбайнов с учетом возможных изменений значений межцентрового расстояния и фактического профиля зубьев элементов зацепления.

Изложение материала и результаты. Для удобства исследования кинематической и силовой характеристик трехэлементного цевочно-реечного движителя введем понятие приведенный кинематический $r_k(\varphi_k)$ и приведенный силовой $r_c(\varphi_k)$ радиусы трехэлементного движителя, физический смысл которых ясен из выражений:

$$r_k(\varphi_k) = \frac{V_{\Pi}}{\omega_k}; \quad r_c(\varphi_k) = \frac{M_k}{Q_T}; \quad (1)$$

где V_{Π} – скорость перемещения комбайна, мм/с;

ω_k – угловая скорость колеса трехэлементного движителя, рад/с;

M_k – крутящий момент на колесе трехэлементного движителя, Н·мм;

Q_T – тяговое усилие движителя, Н;

φ_k – угол поворота колеса трехэлементного движителя.

Очевидно, что для идеального эвольвентного зацепления указанные радиусы представляют собой константу, которая не зависит от угла поворота колеса. В реальных конструкциях движителей r_k и r_c изменяются в процессе зацепления, что в значительной мере влияет на неравномерность нагрузки в приводе и неравномерность скорости перемещения комбайна.

На силовую картину зацепления, кроме указанных выше приведенного силового и кинематического радиусов, оказывает влияние угол наклона силы зацепления относительно почвы пласта, формирующейся в точке контакта звездочки с цевкой (угол давления).

Для полного анализа кинематических и силовых параметров в зацеплениях, элементы которых имеют незвольвентный профиль, могут быть использованы аналитические методы, метод натурального эксперимента и 3-мерное моделирование на компьютере. Наиболее достоверные результаты могут быть получены путем экспериментальных исследований, которые в полном объеме учитывают фактический профиль взаимодействующих элементов, а также их деформации.

Экспериментальное исследование кинематических и силовых параметров трехэлементного движителя было проведено в рамках комплексного исследования рабочих процессов двухдвигательного механизма перемещения комбайна УКД300. Это исследование про-

водилось на специальном стенде ЗАО «Горловский машиностроитель», разработанным институтом Донгипроуглемаш с участием ДонНТУ.

В рамках этого исследования имитировалось нагружение механизма перемещения комбайна такими нагрузками, которые соответствуют работе машины в представительных условиях эксплуатации.

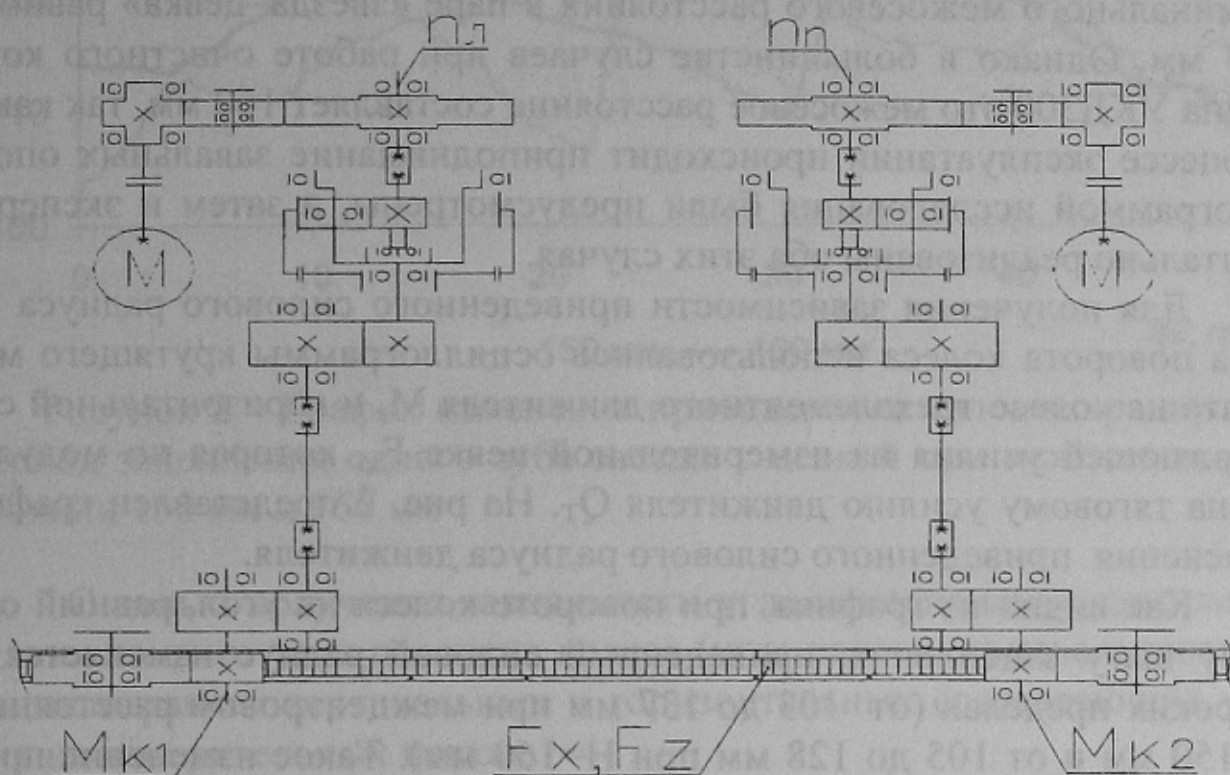


Рисунок 1 – Кинематическая схема механизма перемещения очистного комбайна УКД300 с указанием мест измерения рабочих параметров

Для анализа нагрузок механизма подачи измерялись следующие параметры (рис. 1):

- 1) Крутящий момент на колесе левого движителя $M_{к1}$;
- 2) Крутящий момент на колесе правого движителя $M_{к2}$;
- 3) Вертикальная составляющая усилия на цевке F_z ;
- 4) Горизонтальная составляющая усилия на цевке F_x ;
- 5) Угловая частота вращения промежуточного вала левого привода $n_л$;
- 6) Угловая частота вращения промежуточного вала правого привода $n_п$;
- 7) Линейная скорость подачи $V_п$.

Указанные величины регистрировались в цифровом виде регистратором TOPAS 1020. Методика обработки результатов основыва-

лась на экспорте записанных цифровых массивов в электронные таблицы и их линейных преобразованиях с использованием полученных при тарировке измерительных устройств масштабных коэффициентов.

При проектировании комбайна характеристики зацепления в трехэлементном цевочно-реечном двигателе выбирались, исходя из номинального межосевого расстояния в паре «звезда–цевка» равного 147 мм. Однако в большинстве случаев при работе очистного комбайна УКД300 это межосевое расстояние составляет 160 мм, так как в процессе эксплуатации происходит приподнимание завальных опор. Программой исследования были предусмотрены, а затем и экспериментально реализованы оба этих случая.

Для получения зависимости приведенного силового радиуса от угла поворота колеса использовались осциллограммы крутящего момента на колесе трехэлементного двигателя M_k и горизонтальной составляющей усилия на измерительной цевке F_x , которая по модулю равна тяговому усилию двигателя Q_T . На рис. 2 представлен график изменения приведенного силового радиуса двигателя.

Как видно из графика, при повороте колеса на угол, равный одному шагу зацепления, приведенный силовой радиус изменяется в широких пределах (от 103 до 137 мм при межцентровом расстоянии $H=150$ мм и от 105 до 128 мм при $H=160$ мм). Такое изменение приведенного силового радиуса является одной из причин неравномерности нагрузки в приводе механизма перемещения.

Для получения зависимости приведенного кинематического радиуса от угла поворота колеса использовались осциллограммы частот вращения промежуточных валов редуктора, на которых были установлены тахогенераторы, и линейной скорости перемещения комбайна. На рис. 3 в качестве примера представлен график изменения приведенного кинематического радиуса за период зацепления одного зуба звезды с цевкой для случая $H=160$ мм. Диапазон изменения этого параметра также достаточно велик (от 109 до 126 мм). Такое изменение приведенного кинематического радиуса является одной из причин неравномерности скорости перемещения комбайна. Следует отметить, что точность измерений частот вращения и линейной скорости при проведении эксперимента была недостаточной для окончательной количественной оценки приведенного кинематического радиуса двигателя.

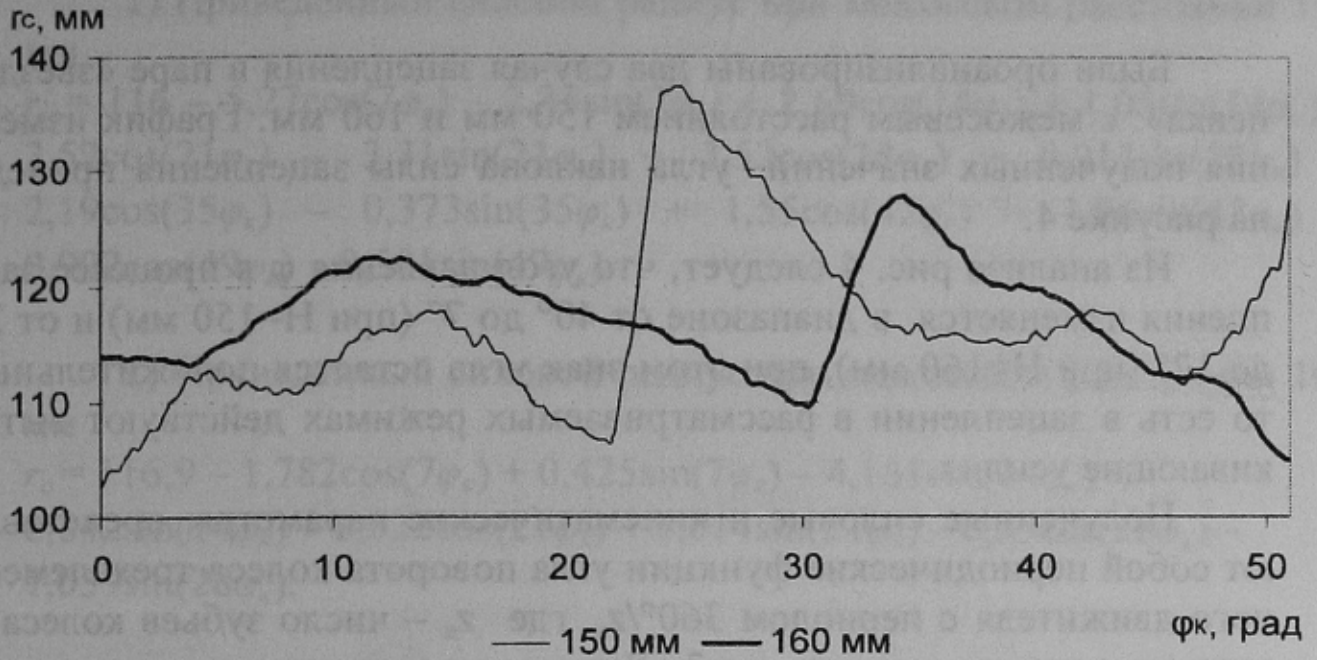


Рисунок 2 – График изменения приведенного силового радиуса за период зацепления одного зуба звезды с цевкой при межосевом расстоянии 150 мм и 160 мм

С целью получения зависимости угла наклона силы зацепления в движителе от угла поворота колеса (угла давления) использовались осциллограммы вертикальных и горизонтальных составляющих усилия на измерительных цевках.

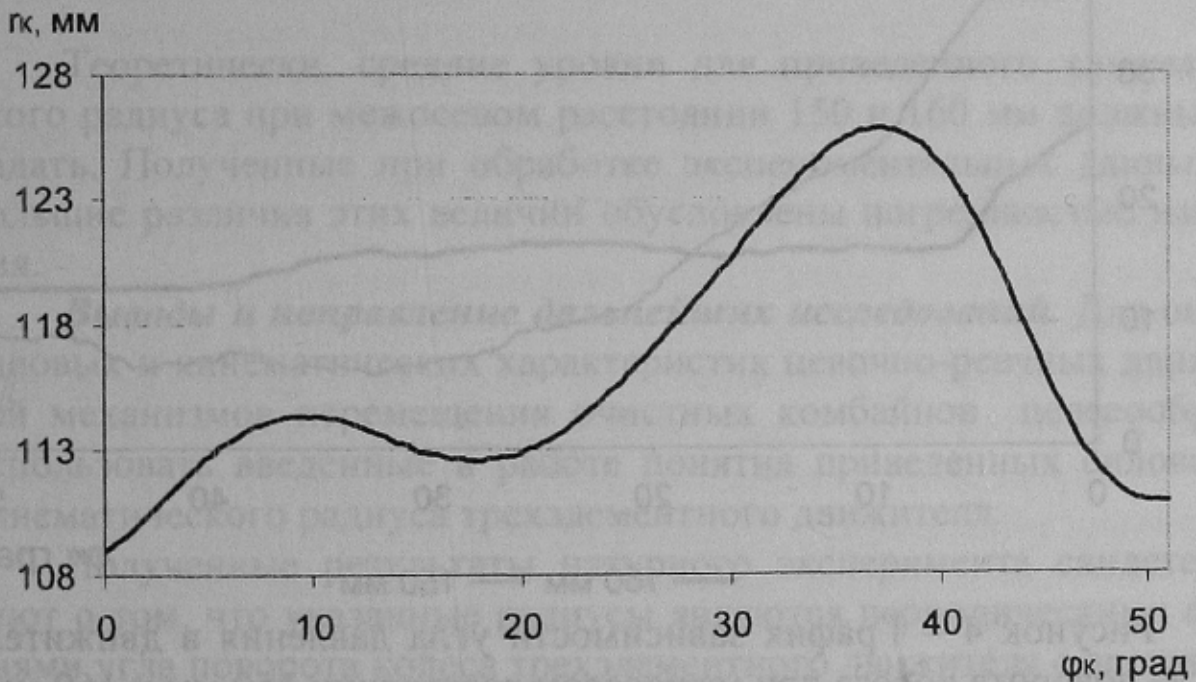


Рисунок 3 – График изменения приведенного кинематического радиуса за период зацепления одного зуба звезды с цевкой при межосевом расстоянии 160 мм

Были проанализированы два случая зацепления в паре «звезда – цевка»: с межосевым расстоянием 150 мм и 160 мм. График изменения полученных значений угла наклона силы зацепления приведен на рисунке 4.

Из анализа рис. 4 следует, что угол давления φ в процессе зацепления изменяется в диапазоне от 40° до 7° (при $H=150$ мм) и от 26° до 12° (при $H=160$ мм), при этом знак угла остается положительным, то есть в зацеплении в рассматриваемых режимах действуют выталкивающие усилия.

Полученные силовые и кинематические параметры представляют собой периодические функции угла поворота колеса трехэлементного движителя с периодом $360^\circ/z_k$, где z_k – число зубьев колеса. В рассматриваемом случае $z_k=7$. Для использования при математическом моделировании рабочего процесса механизма перемещения указанные функции следует разложить в ряд Фурье. Ниже приведены аналитические зависимости, полученные после отбрасывания гармоник с несущественными амплитудами.

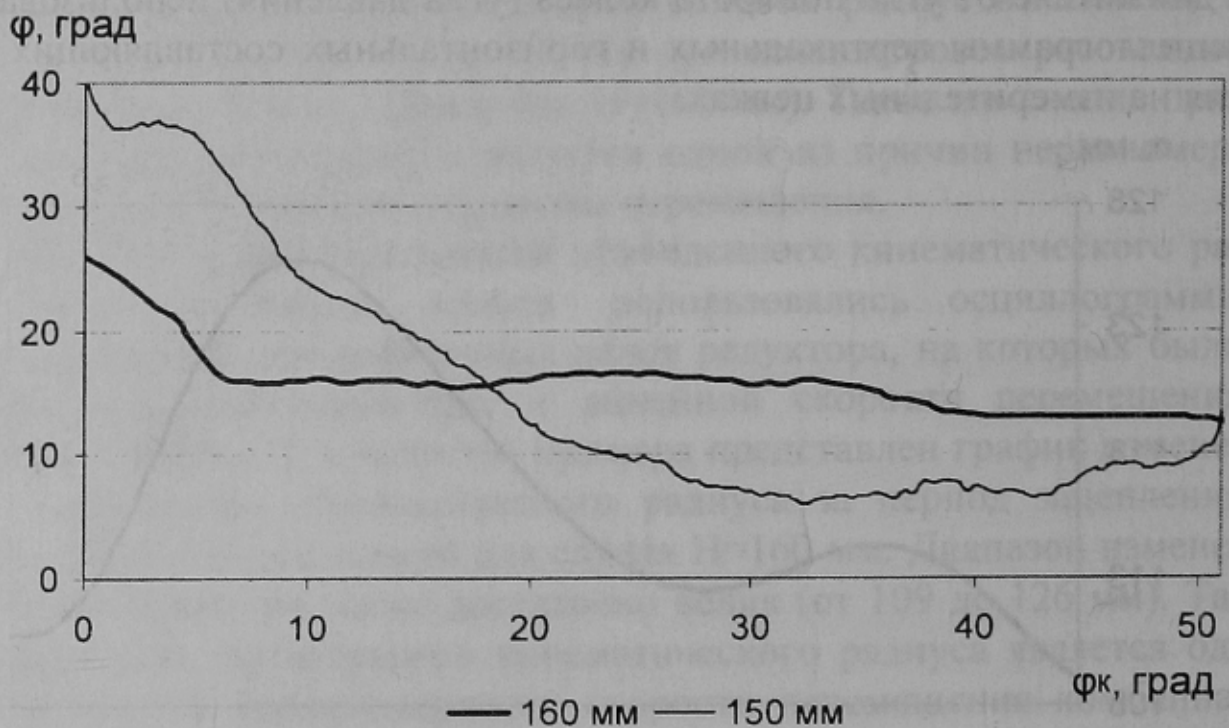


Рисунок 4 – График зависимости угла давления в движителе от угла поворота колеса при межосевом расстоянии 150 мм и 160 мм

1) Приведенный силовой радиус при межосевом расстоянии 150 мм

$$r_c = 116 - 5,27\cos(7\varphi_k) - 2,35\sin(7\varphi_k) + 2,69\cos(14\varphi_k) + 1,05\sin(14\varphi_k) - 3,52\cos(21\varphi_k) - 3,31\sin(21\varphi_k) + 3,52\cos(28\varphi_k) + 0,913\sin(28\varphi_k) - 2,19\cos(35\varphi_k) - 0,373\sin(35\varphi_k) + 1,55\cos(42\varphi_k) - 1,86\sin(42\varphi_k) - 0,902\cos(49\varphi_k) - 0,501\sin(49\varphi_k).$$

2) Приведенный силовой радиус при межосевом расстоянии 160 мм

$$r_c = 116,9 - 1,782\cos(7\varphi_k) + 0,425\sin(7\varphi_k) - 4,161\cos(14\varphi_k) + 0,842\sin(14\varphi_k) + 0,522\cos(21\varphi_k) + 1,014\sin(21\varphi_k) - 0,33\cos(28\varphi_k) - 1,059\sin(28\varphi_k).$$

3) Приведенный кинематический радиус при межосевом расстоянии 150 мм

$$r_k = 108,5 - 0,276\cos(7\varphi_k) + 0,814\sin(7\varphi_k) - 0,382\sin(14\varphi_k) + 0,149\sin(21\varphi_k).$$

4) Приведенный кинематический радиус при межосевом расстоянии 160 мм

$$r_k = 110,8 - 6,18\cos(7\varphi_k) + 2,9\sin(7\varphi_k) - 0,126\cos(14\varphi_k) + 1,38\sin(14\varphi_k).$$

Теоретически, средние уровни для приведенного кинематического радиуса при межосевом расстоянии 150 и 160 мм должны совпадать. Полученные при обработке экспериментальных данных небольшие различия этих величин обусловлены погрешностью измерения.

Выводы и направление дальнейших исследований. Для оценки силовых и кинематических характеристик цевочно-реечных движителей механизмов перемещения очистных комбайнов целесообразно использовать введенные в работе понятия приведенных силового и кинематического радиуса трехэлементного движителя.

Полученные результаты натурального эксперимента свидетельствуют о том, что указанные радиусы являются периодическими функциями угла поворота колеса трехэлементного движителя с достаточно широкой областью изменения (от 103 до 137 мм). Изменение указанных радиусов является одной из причин неравномерности нагрузки в механизме перемещения и неравномерности скорости перемещения

комбайна. Полученные аналитические выражения для силовых и кинематических параметров могут быть использованы при разработке математических моделей рабочих процессов очистных комбайнов. В дальнейшем следует продолжить исследование указанных вопросов с использованием аналитических методов теории зацепления и методов 3-D моделирования.

Список источников.

1. Анализ динамических процессов в редукторах привода механизма перемещения очистного комбайна УКД300 // Кондрахин В.П., Лысенко Н.М., Косарев А.В. и др. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Випуск 101 Серія: гірничо-електромеханічна. - Донецьк: ДонНТУ, 2005. – С 50-57.
2. В.А. Бреннер, Л.В. Лукиенко. Повышение ресурса бесцепных систем подачи угледобывающих комбайнов. – Новомосковск, : Российский химико-технологический университет им. Д.И.Менделеева. Новомосковский институт, 2004.-204 с.
3. РД 12.16.239-91 Комбайны очистные. Бесцепные системы подачи. Расчет геометрических параметров движителей. Методика.-М.: 1991.- 43 с.
4. Горобец И.А. Повышение производительности комбайнов с БСП для добычи угля из тонких пологих пластов: Дисс. ... канд. техн. наук. – Донецк, 1986. – 250 с.