

УДК 622.232.7

## ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕВОЧНО-РЕЕЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ МЕТОДОМ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Кондрахин В.П., докт. техн. наук., проф.,  
Косарев А.В., аспирант, ДонНТУ, Косарев В.В., канд. техн.  
наук, Стадник Н.И., докт. техн. наук, Донгипроуглемаш

*Проведены исследования кинематических и силовых параметров трехэлементного движителя механизма перемещения очистного комбайна при помощи трехмерной модели. Дана оценка влияния параметров зацепления на неравномерность нагрузки привода.*

*The investigation of kinematical and power parameters of three-elemental mover shearer moving mechanism by 3D model was developed. The influence of parameters of tooththing to irregularly distributed load in drive was given.*

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

Экспериментальные исследования приведенных кинематических и силовых радиусов в трехэлементном движителе [1] свидетельствуют о том, что эти параметры являются периодическими функциями угла поворота колеса трехэлементного движителя с достаточно широкой областью изменения. Такие исследования позволяют получить наиболее достоверные результаты, так как полностью учитывают фактический профиль взаимодействующих элементов, а также их деформации.

Однако на стадии проектирования механизма перемещения для оценки указанных параметров наиболее эффективным является метод моделирования на ЭВМ. Полученные при этом результаты позволяют определить рациональные параметры движителя и оценить нагрузки в механизме перемещения.

***Анализ исследований и публикаций.*** Вопросы исследования кинематических и силовых параметров движителей очистных комбайнов рассмотрены в работах [2,3,4]. Расчет геометрических и силовых параметров бесцепных систем подачи по методике [2] затруднен, так как в ней не указан порядок выбора и расчета ряда параметров. В работе [3] были исследованы силовые и скоростные парамет-

ры процесса зацеплення зубьев движителя БСП и их характер применительно к комбайнам для добычи угля из тонких пологих пластов. Также были разработаны математические модели процесса зацепления зубьев произвольного профиля и процесса формирования тягового усилия движителя. Но в качестве объекта исследования был выбран двухэлементный движитель, особенности формирования силовых и кинематических параметров которого существенно отличаются от трехэлементного.

В работе [4] силовые и кинематические параметры двухэлементного движителя определены без учета трения и износа рабочих поверхностей.

**Постановка задачи.** Целью настоящей работы является определение кинематических и силовых параметров трехэлементных цевочно-реечных движителей очистных комбайнов с учетом особенностей формирования сил трения и с учетом износа рабочих поверхностей методом твердотельного моделирования на ЭВМ.

**Изложение материала и результаты.** Общий вид трехмерной модели, предназначенной для исследования кинематических и силовых параметров трехэлементного цевочно-реечного движителя, представлен на рисунке 1.

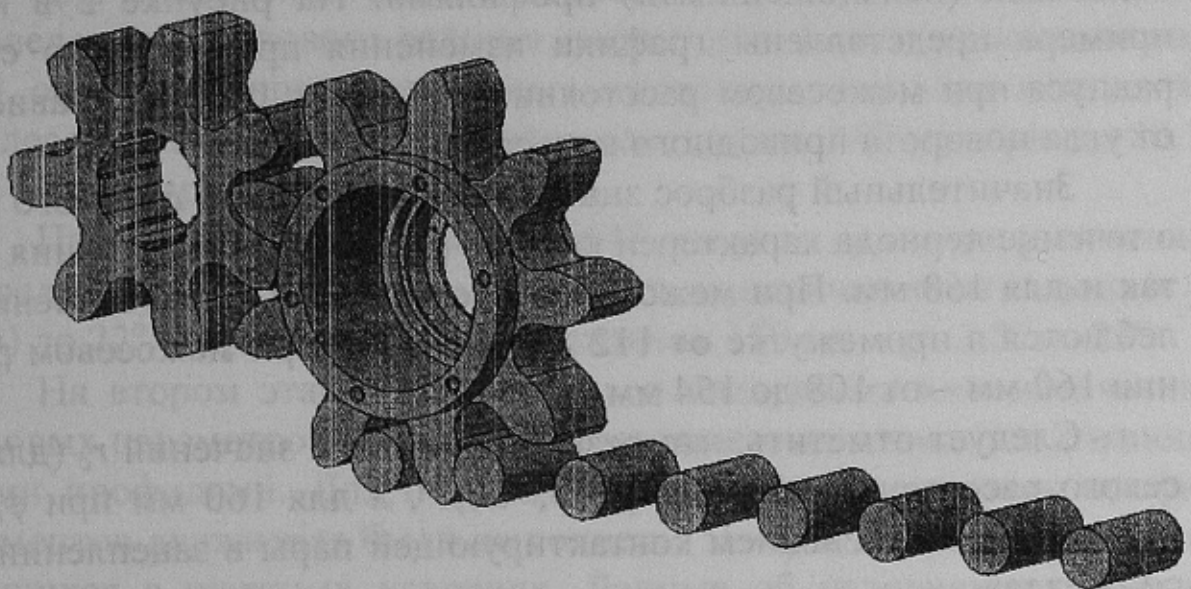


Рисунок 1 – 3D модель для экспериментального моделирования

Модель состоит из трех структурных элементов: приводного колеса, звезды и цевочной рейки. Линейное перемещение пары «звезда – колесо» относительно цевочной рейки происходит за счет изменения угла поворота приводного колеса.

Для решения поставленных задач был разработан план вычислительного эксперимента, который включает 3 основных этапа исследования кинематических и силовых параметров трехэлементного цевочно-реечного движителя:

- 1) Исследование движителя состоящего из элементов, имеющих неизношенные профили;
- 2) Исследование движителя состоящего из элементов, имеющих изношенные профили;
- 3) Исследования движителя, состоящего из колеса и звезды с неизношенным профилем, а также цевочной рейки с изношенным профилем.

На каждом из этапов проводились опыты, соответствующие режимам работы механизма перемещения комбайна с межосевыми расстояниями в паре «звезда – цевка» 147 мм и 160 мм.

Приведенные силовой и кинематический радиусы, а также угол давления являются периодическими функциями угла поворота колеса, период которых ( $51,4^\circ$ ) соответствует периоду зацепления одного зуба звезды с цевкой.

На первом этапе проводились исследования кинематических и силовых параметров движителя, состоящего из элементов с номинальными (неизношенными) профилями. На рисунке 2 в качестве примера представлены графики изменения приведенного силового радиуса при межосевом расстоянии 147 мм и 160 мм в зависимости от угла поворота приводного колеса  $\varphi_k$ .

Значительный разброс значений приведенного силового радиуса в течение периода характерен как для межосевого расстояния 147 мм, так и для 160 мм. При межосевом расстоянии 147 мм значения  $r_c$  колеблются в промежутке от 112 до 152 мм, а при межосевом расстоянии 160 мм – от 108 до 154 мм.

Следует отметить, что резкое изменение значений  $r_c$  (для межосевого расстояния 147 мм при  $\varphi_k=30,1^\circ$ , а для 160 мм при  $\varphi_k=24,8^\circ$ ) обусловлено изменением контактирующей пары в зацеплении «колесо–звезда».

Подобная широкая область изменения значений характерна и для приведенного кинематического радиуса при межосевом расстоянии 147 мм и 160 мм. Интервал изменения  $r_k$  для межосевого расстояния 147 мм составляет от 104 до 121 мм, а для межосевого расстояния в паре «звезда – цевка» 160 мм – от 95 до 123 мм в течение периода.

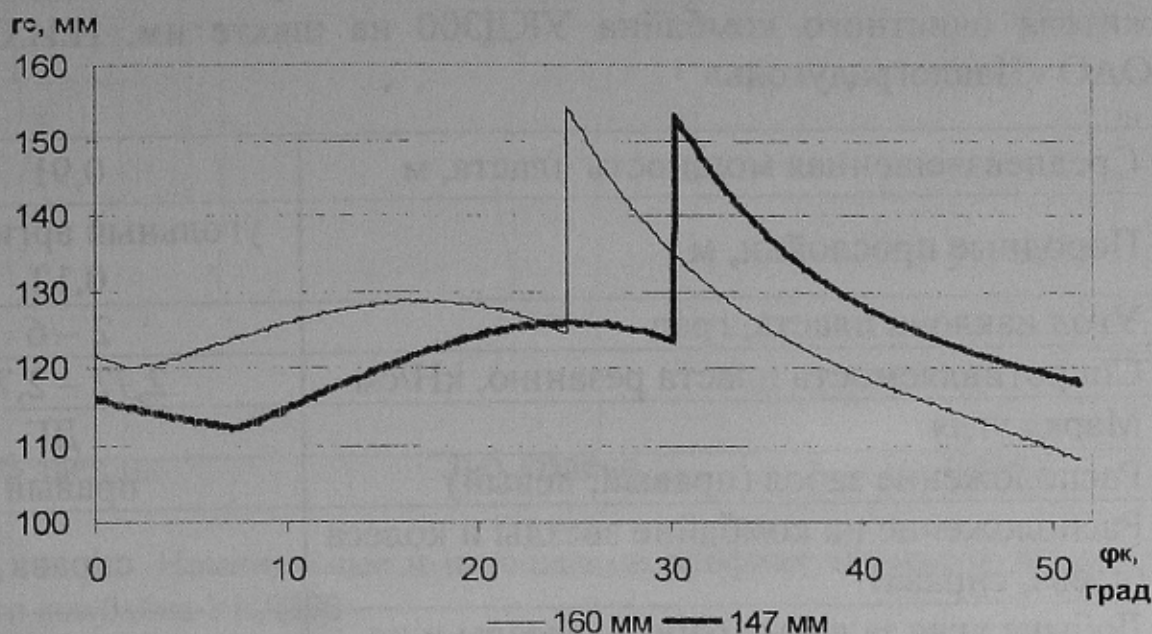


Рисунок 2 – Изменение приведенного силового радиуса при межосевом расстоянии 147 мм и 160 мм

Интервал изменения  $r_k$  для межосевого расстояния 147 мм составляет от 104 до 121 мм, а для межосевого расстояния в паре «звезда – цевка» 160 мм – от 95 до 123 мм в течение периода.

Для приведенного кинематического радиуса, так же как и для приведенного силового радиуса, характерно резкое изменение значений, обусловленное изменением контактирующей пары в зацеплении «колесо–звезда» (для межосевого расстояния 147 мм при  $\varphi_k=30,1^\circ$ , а для 160 мм при  $\varphi_k=24,8^\circ$ ).

При межосевом расстоянии 147 мм угол давления  $\varphi$  изменяется в пределах от  $-6,5^\circ$  (знак «-» указывает на наличие затягивающих усилий) до  $22^\circ$ , а при межосевом расстоянии 160 мм – от  $3,5^\circ$  до  $29^\circ$ .

На втором этапе проводились исследования кинематических и силовых параметров движителя, состоящего из элементов с изношенными профилями. Для получения реальных изношенных профилей элементов движителя были выполнены замеры деталей, эксплуатировавшихся в шахтных условиях. Данные об условиях эксплуатации элементов движителя приведены в таблице 1.

Характер и величина износа профилей элементов движителя, эксплуатировавшихся в этих условиях, а также номинальные профили, показаны на рисунке 4.

Таблиця 1 – Сведения об условиях эксплуатации элементов движителя очистного комбайна УКД300 на шахте им. Н.И.Сташкова ОАО «Павлоградуголь»

Средневзвешенная мощность пласта, м	0,91
Породные прослойки, м	угольный аргиллит – 0,12
Угол наклона пласта, град	2 – 6
Сопrotивляемость пласта резанию, кН/см	2,72 – 2,74
Марка угля	ДГ
Расположение забоя (правый, левый)	правый
Расположение на комбайне звезды и колеса (слева, справа)	справа
Добыча угля за время работы звезды и колеса, т	90330
Время работы цевочной рейки	2 года
Добыча угля за время работы цевочной рейки, т	924422
Средняя нагрузка на забой, т/сут	528 лава – 1287 530 лава – 960
Максимальная нагрузка на забой, т/сут	528 лава – 2400 530 лава – 1500

Пунктирными линиями обозначены изношенные профили элементов движителя, а сплошными линиями – номинальные.

Величина износа на каждом из элементов движителя колеблется в широких пределах. Износ на зубе звезды составляет от 1,8 до 8,6 мм, на зубе колеса от 1,3 до 14,1 мм, а на цевке изменяется от 0,4 до 3,7 мм.

Эксплуатация комбайна за весь период работы проходила по челноковой схеме, поэтому величина износа на каждой из сторон активного профиля зуба звезды и цевки примерно одинакова. В то же время стороны активного профиля зуба колеса изношены более неравномерно, что вызвано, вероятно, технологическим браком при изготовлении.

На основании приведенных эскизов была разработана 3D модель движителя механизма перемещения с элементами, имеющими изношенный профиль. С ее помощью были проанализированы зависимости изменения приведенного силового

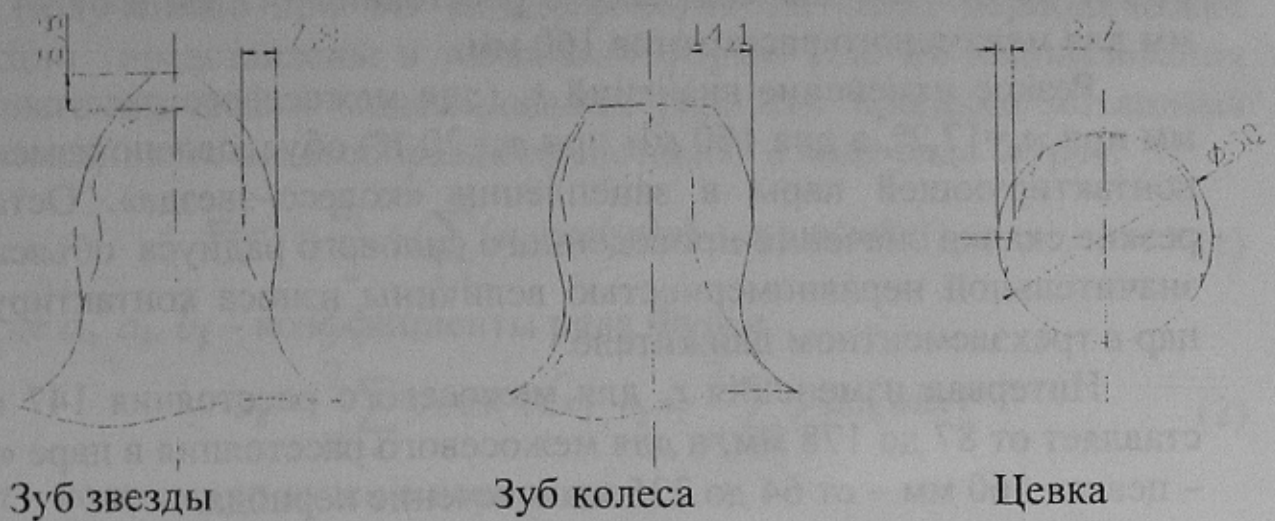


Рисунок 4 – Номинальные и изношенные профили элементов движителя очистного комбайна УКД300

радиуса, приведенного кинематического радиуса и угла давления в течение периода зацепления зуба звезды с цевкой.

На рисунке 5 представлены графики изменения приведенного силового радиуса при межосевом расстоянии 147 мм и 160 мм.

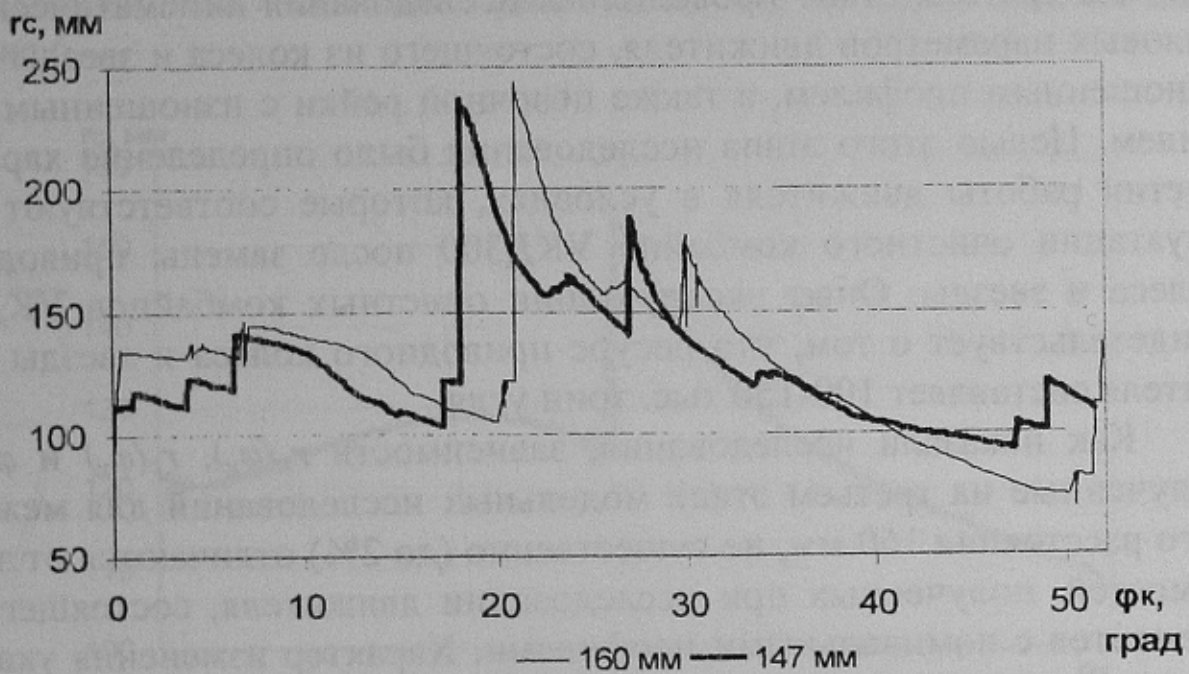


Рисунок 5 – Изменение приведенного силового радиуса движителя с элементами, имеющими изношенный профиль, при межосевом расстоянии 147 мм и 160 мм

В течение периода зацепления изношенного зуба звезды с изношенной цевкой приведенный силовой радиус изменялся в пределах

от 103 до 235 мм для межосевого расстояния 147 мм и от 74 до 243 мм для межосевого расстояния 160 мм.

Резкое изменение значений  $r_c$  (для межосевого расстояния 147 мм при  $\varphi_k=17,2^\circ$ , а для 160 мм при  $\varphi_k=20,1^\circ$ ) обусловлено изменением контактирующей пары в зацеплении «колесо–звезда». Остальные резкие скачки значений приведенного силового радиуса объясняются значительной неравномерностью величины износа контактирующих пар в трехэлементном движителе.

Интервал изменения  $r_k$  для межосевого расстояния 147 мм составляет от 87 до 178 мм, а для межосевого расстояния в паре «звезда – цевка» 160 мм – от 64 до 235 мм в течение периода.

Для приведенного кинематического радиуса, так же как и для приведенного силового радиуса, характерно резкое изменение значений, обусловленное изменением контактирующей пары в зацеплении «колесо–звезда» (для межосевого расстояния 147 мм при  $\varphi_k=17,2^\circ$ , а для 160 мм при  $\varphi_k=20,1^\circ$ ).

При межосевом расстоянии 147 мм угол давления изменяется в пределах от  $-9,7^\circ$  до  $33,4^\circ$ , а при межосевом расстоянии 160 мм – от  $-5,2^\circ$  до  $20^\circ$ .

На третьем этапе проводились исследования кинематических и силовых параметров движителя, состоящего из колеса и звезды с неизношенным профилем, а также цевочной рейки с изношенным профилем. Целью этого этапа исследования было определение характеристик работы движителя в условиях, которые соответствуют эксплуатации очистного комбайна УКД300 после замены приводного колеса и звезды. Опыт эксплуатации очистных комбайнов УКД300 свидетельствует о том, что ресурс приводного колеса и звезды движителя составляет 100-150 тыс. тонн угля.

Как показали исследования, зависимости  $r_k(\varphi_k)$ ,  $r_c(\varphi_k)$  и  $\varphi(\varphi_k)$ , полученные на третьем этапе модельных исследований для межосевого расстояния 160 мм, не существенно (до 2%) отличаются от зависимостей, полученных при исследовании движителя, состоящего из элементов с номинальными профилями. Характер изменения указанных параметров для межосевого расстояния 147 мм также не существенно отличается от параметров, полученных при исследовании движителя, состоящего из элементов с номинальными профилями. Однако резкий скачок значений  $r_c$  и  $r_k$ , обусловленный изменением контактирующей пары в зацеплении «колесо–звезда», происходит на  $12,1^\circ$  позже по сравнению с неизношенным движителем.

Полученные при 3D моделировании на ЭВМ периодические функции представлены в табличной форме. Для их использования при математическом моделировании рабочего процесса механизма перемещения их целесообразно представить в виде ряда Фурье:

$$F(x) = \frac{a_0}{2} + \left( \sum_{i=1}^k (a_k \cos(wkx) + b_k \sin(wkx)) \right), \quad (1)$$

где  $a_0, a_k, b_k$  – коэффициенты ряда Фурье,

$$a_k = \frac{2}{n} \sum_x y \cos(wkx), \quad b_k = \frac{2}{n} \sum_x y \sin(wkx) \quad (2)$$

$n$  – количество точек в периоде,

$w$  – основная частота,

$k$  – количество гармоник.

Разложение в ряд Фурье с учетом первых 50 гармоник обеспечивает приемлемую относительную погрешность при представлении в аналитическом виде дискретного ряда. Так для всех указанных функций относительная погрешность не превысила 10,7%, а в среднем колеблется на уровне 0,1–1%. Разложение функции приведенного силового радиуса движителя, состоящего из элементов с номинальными профилями, для межосевого расстояния 160 мм представлено на рисунке 6.

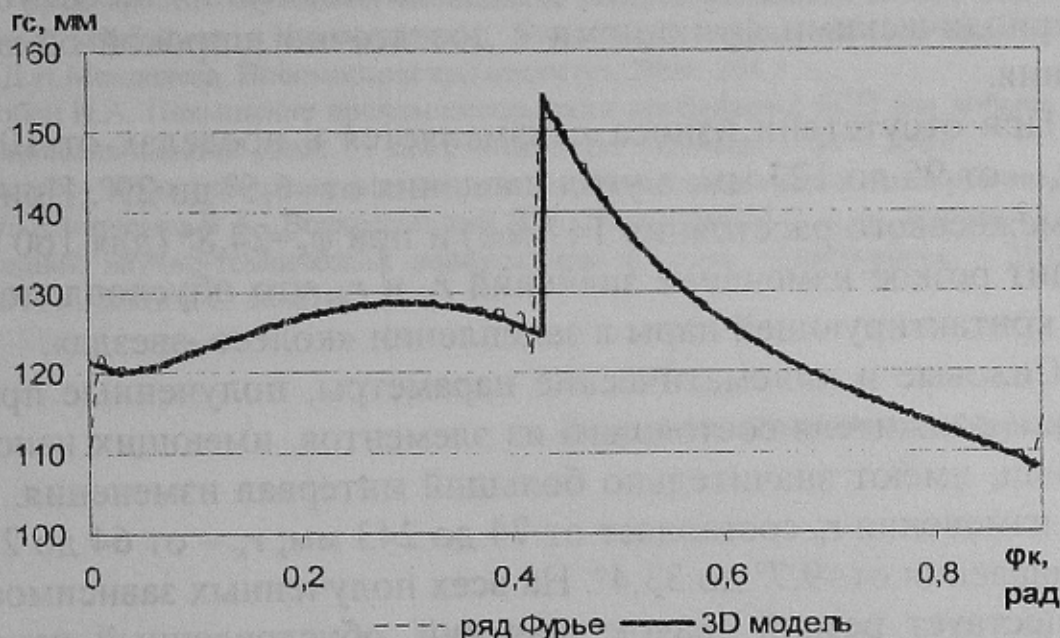


Рисунок 6 – Разложение в ряд Фурье функции приведенного силового радиуса движителя, состоящего из элементов с номинальными профилями, для межосевого расстояния 160 мм

Для этого случая функция  $r_c(\varphi_k)$  имеет вид:



$$r_c = 124,8 + \sum_{k=1}^{50} a_k \cos(7,007k\varphi_k) + b_k \sin(7,007k\varphi_k)$$

Полученные коэффициенты ряда Фурье для этой функции приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Коэффициенты ряда Фурье для приведенного силового радиуса при межосевом расстоянии 160 мм

<i>k</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
<i>a<sub>k</sub></i>	-10,39	1,60	-2,51	1,46	-1,72	1,26	-1,40	1,06	-1,18	0,87	-0,99	0,65	-0,82	0,42
<i>b<sub>k</sub></i>	2,81	3,77	-1,00	2,30	-0,39	1,34	0,03	0,76	0,31	0,36	0,52	0,08	0,65	-0,13
<i>k</i>	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
<i>a<sub>k</sub></i>	-0,61	0,25	-0,42	0,06	-0,22	-0,10	-0,08	-0,22	0,04	-0,36	0,12	-0,42	0,17	-0,47
<i>b<sub>k</sub></i>	0,71	-0,24	0,75	-0,30	0,72	-0,30	0,64	-0,27	0,57	-0,20	0,43	-0,12	0,33	-0,02
<i>k</i>	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
<i>a<sub>k</sub></i>	0,19	-0,48	0,18	-0,45	0,15	-0,39	0,09	-0,33	0,02	-0,24	-0,07	-0,15	-0,15	-0,06
<i>b<sub>k</sub></i>	0,19	0,07	0,07	0,14	-0,04	0,22	-0,12	0,28	-0,18	0,33	-0,21	0,31	-0,23	0,28
<i>k</i>	43	44	45	46	47	48	49	50						
<i>a<sub>k</sub></i>	0,01	-0,31	0,05	-0,35	0,10	-0,37	0,11	0,01						
<i>b<sub>k</sub></i>	0,24	-0,15	0,17	-0,11	0,08	-0,04	0,00	0,24						

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Приведенные силовой и кинематический радиусы, а также угол давления, полученные путем твердотельного 3D моделирования на ЭВМ, являются периодическими функциями с достаточно широкой областью изменения.

При отсутствии износа  $r_c$  изменяется в пределах от 108 до 154 мм,  $r_k$  – от 95 до 123 мм, а угол давления от  $-6,5^\circ$  до  $29^\circ$ . При  $\varphi_k=30,1^\circ$  (для межосевого расстояния 147 мм) и при  $\varphi_k=24,8^\circ$  (для 160 мм) происходит резкое изменение значений  $r_c$  и  $r_k$ , что обусловлено изменением контактирующей пары в зацеплении «колесо–звезда».

Силовые и кинематические параметры, полученные при исследовании движителя состоящего из элементов, имеющих изношенные профили, имеют значительно больший интервал изменения. Так, область изменения  $r_c$  составляет от 74 до 243 мм,  $r_k$  – от 64 до 235 мм, а угла давления от  $-9,7^\circ$  до  $33,4^\circ$ . На всех полученных зависимостях  $r_c$  и  $r_k$  существует резкий скачок значений, обусловленный изменением контактирующей пары в зацеплении «колесо–звезда». Таким образом, изнашивание рабочих поверхностей элементов движителя приводит к увеличению неравномерности нагрузок в механизме перемещения очистного комбайна.

При работе неизношенных звезды и колеса на изношенной рейке диапазоны изменения силовых и кинематических параметров двигателя практически такие же, как и при работе на неизношенной рейке (различие соответствующих значений не превышает 2%). Таким образом, износ рейки незначительно сказывается на характеристиках зацепления.

Для аналитического представления силовых и кинематических параметров двигателей целесообразно использовать разложение в ряд Фурье с учетом первых 50 гармоник, обеспечивающее приемлемую относительную погрешность при представлении в аналитическом виде дискретного ряда. Средняя относительная погрешность аппроксимации составляет 0,1–1%.

В дальнейшем полученные аналитические выражения для силовых и кинематических параметров могут быть использованы при разработке математических моделей рабочих процессов очистных комбайнов.

#### Список источников.

1. Кинематические и силовые параметры цевочно-реечных двигателей очистных комбайнов//Кондрахин В.П., Лысенко Н.М., Косарев А.В. и др. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Випуск 104 Серія: гірничо-електромеханічна.- Донецьк: ДонНТУ, 2005. – С. 83-90.
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. Горобец И.А. Повышение производительности комбайнов с БСП для добычи угля из тонких пологих пластов: Дисс. ... канд. техн. наук. – Донецк, 1986. – 250 с.
4. К вопросу проектирования цевочных колес бесцепных систем подачи очистных комбайнов//Дейниченко В.А., Воскресенский В.С., Василенко М.С. и др. Научные труды международной научно-технической конференции «Горное оборудование – 2005».- Донецк: ДонНТУ, 2005. – С. 54-61.

*Дата поступления статьи в редакцию: 23.04.07*