

УДК 622.232.7

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК В ОПОРНО-НАПРАВЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ И МЕХАНИЗМЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ТИПА УКД300

Кондрахин В.П., докт. тех. наук., проф.,

Лысенко Н.М., канд. техн. наук, доц.,

Косарев А.В. (ДонНТУ), Косарев В.В. канд. техн. наук,

Стадник Н.И., докт. техн. наук, Донгипроуглемаш

Разработана математическая модель для определения нагрузок в опорно-направляющих устройствах и механизме подачи очистного комбайна, учитывающая неравномерное распределения нагрузки между двумя приводами подачи.

The mathematical model for determination of the loads in the supporting and guiding device and traveling gear of the cutter loader was developed. Model takes into account nonuniform load distribution among two traveling drives.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Усилия, формирующиеся в опорно-направляющих устройствах очистного комбайна в процессе его функционирования, (в дальнейшем называемые опорными реакциями) наряду с силами сопротивления на исполнительных органах и весом комбайна определяют общее сопротивление перемещению машины вдоль забоя и нагрузки в механизме перемещения. Указанные силовые параметры являются основными критериями при обосновании тяговых характеристик механизма перемещения, определяют исходные данные для расчета на прочность корпусных деталей комбайна, рештачного става забойного конвейера, трансмиссии механизма перемещения, а также позволяют определить потенциально опасные режимы работы машины с позиции возможной потери ее устойчивого положения в пространстве очистного забоя.

Для решения указанных задач на стадиях проектирования и доводки новой машины наиболее эффективным является использование метода имитационного моделирования ее рабочего процесса. Проблема состоит в разработке математических моделей, адекватно описывающих процесс формирования нагрузок в опорно-направляющих

устройствах и механизме перемещения при различных режимах работы очистного комбайна и широком диапазоне изменения горно-геологических условий.

Анализ исследований и публикаций. На кафедре «Горные машины» ДонНТУ разработаны и апробированы математические модели для определения средних и детерминированных кинематических (обусловленных неуравновешенностью схемы набора режущего инструмента на исполнительных органах) составляющих опорных реакций и нагрузок в механизме перемещения применительно к ряду серийных очистных комбайнов типа 1ГШ68, 2ГШ68, РКУ10, РКУ13 и др. [1, 2].

Однако комбайн УКД300 имеет ряд существенных отличий по сравнению с указанными машинами. Во-первых, корпус комбайна УКД300 смещен относительно рештачного става забойного конвейера в забой, что способствует формированию в завальных опорах машины, совмещенных с блоками цевочных колес механизмов подачи, значительных по величине отрицательных (направленных к почве пласта) составляющих опорных реакций. Вследствие этого физика формирования нагрузок в данных опорах будет отличаться от формирования нагрузок в забойных опорах, работающих на сжатие (положительные по знаку реакции, направленные к кровле).

Во-вторых, формирование «затягивающих» и «выталкивающих» усилий в зацеплении звездочек механизма перемещения с цевочной рейкой может оказывать влияние на качественное состояние статически неопределимой опорной системы машины.

В-третьих, наличие двух независимых частотно-регулируемых электроприводов во встроенном механизме перемещения комбайна УКД300 при определенных условиях может приводить к неравномерному распределению между ними общего тягового усилия, а сам характер формирования крутящих моментов в приводе каждой звездочки в общем случае будет зависеть от целого ряда факторов (равномерности скорости вращения звездочек, фазового сдвига между входом в зацепление зубьев звездочек, возможной перекладки зазоров в обратных захватах завальных опор, наличия нарушения шага зацепления на участках сопряжения цевочных реек и др.).

Отмеченные особенности комбайна УКД300 определяют необходимость существенного уточнения разработанных ранее расчетных схем и математических моделей.

Постановка задачі. Задачей настоящей работы является разработка математической модели для определения нагрузок в опорно-направляющих устройствах и механизме перемещения очистного комбайна со смещенным в забой корпусом и двумя частотно-регулируемыми асинхронными электроприводами встроенного цевочно-реечного механизма перемещения.

Изложение материала и результаты. При решении рассматриваемой задачи были приняты следующие основные допущения:

- перемещение комбайна вдоль забоя рассматривается равномерным с постоянной скоростью, инерционные составляющие нагрузки не учитываются;

- коэффициент трения лыж комбайна по полкам погрузочного лемеха забойного конвейера и цевочных реек принимаем постоянным;

- почва пласта принимается абсолютно жесткой, а податливость каждой опоры комбайна, сопрягаемых с ней элементов рештачного става или навесного оборудования забойного конвейера и возможной «штыбовой подушки» на почве пласта условно заменяется обобщенным упругим элементом с линейным коэффициентом жесткости c_{oi} .

На рисунке с учетом принятых допущений приведена расчетная схема для определения опорных реакций и тяговых усилий движителей механизма перемещения комбайна УКД300. На схеме приняты следующие обозначения:

$R_a, R_b, R_c, R'_a, R'_b, R'_c$ - проекции равнодействующих усилий резания, значения и координаты точек приложения которых определяются согласно [4], а при наличии пластов сложного строения и с учетом рекомендаций, приведенных в работе [5];

F_o, F_t - соответственно осевая и тангенциальная составляющие усилия, формирующегося на опережающем шнеке при погрузке разрушенного угля;

R_1, R_2, R_3, R_4 - перпендикулярные почве пласта составляющие опорных реакций, формирующихся в соответствующих опорах. Здесь и далее нумерация опор увязана с направлением движения комбайна, а именно: ближние по отношению к опережающему шнеку завальная и забойная опоры соответственно опоры №1 и опоры №4; дальние по отношению к опережающему шнеку завальная и забойная опоры соответственно опоры №2 и опоры №3;

T_1, T_2 - перпендикулярные груди забоя составляющие опорных реакций, формирующиеся в 1 – ой и 2 – ой опорах;

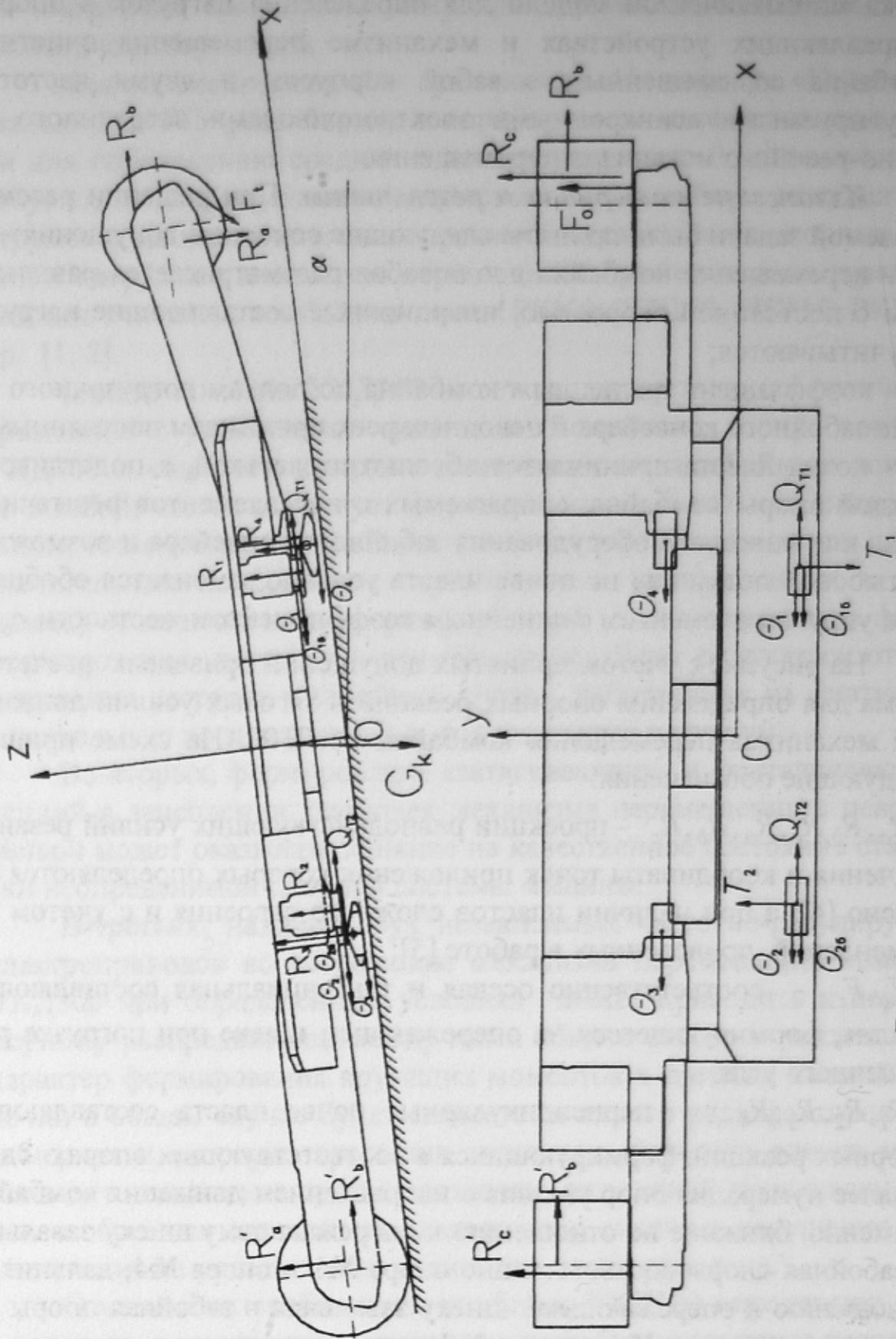


Рисунок - Расчетная схема комбайна УКД300

$\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ - силы трения, формирующиеся на скользящих поверхностях лыж соответствующих опор;

θ_{16}, θ_{26} - силы трения, формирующие на боковых поверхностях обратных захватов завальных опор (опоры 1 и 2);

Q_{T1}, Q_{T2} - тяговые усилия, формирующиеся на двигателях механизма перемещения комбайна;

G_k - сила тяжести комбайна;

α - угол наклона пласта;

OXYZ – прямоугольная система координат, начало которой лежит на почве пласта и равноудалено относительно опор комбайна соответственно по оси OX и оси OY.

Если все силы трения выразить в виде произведения коэффициента трения на соответствующую опорную реакцию, то общее количество неизвестных применительно к рассматриваемой расчетной схеме составит 12, а именно: шесть опорных реакций ($R_1, R_2, R_3, R_4, T_1, T_2$), два тяговых усилия (Q_{T1}, Q_{T2}) и четыре координаты ($z_{o1}, z_{o2}, z_{o3}, z_{o4}$), характеризующие расположение скользящих поверхностей опорных лыж комбайна относительно почвы пласта (на расчетной схеме не показаны). Кроме того, для математического описания распределения нагрузок между двумя совместно работающими приводами механизма перемещения с учетом статических механических характеристик их электродвигателей необходимо ввести в рассмотрение дополнительно две неизвестные величины S_1 и S_2 - скольжения приводных электродвигателей.

Для нахождения перечисленных неизвестных нужно составить систему из 14 уравнений, которую целесообразно представить в виде трех групп уравнений.

В первую группу войдут шесть уравнений статики (1), описывающие равновесие корпуса машины под воздействием вышеуказанных усилий, и одно дополнительное уравнение (2) для разрешения статической неопределимости четырехопорной системы комбайна, которое вытекает из условия расположения скользящих поверхностей опорных лыж комбайна в одной плоскости:

$$\begin{cases}
 R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + F_z = 0; \\
 T_2 - T_1 + F_y = 0; \\
 Q_{T1} + Q_{T2} + F_x - f|(R_1 + Q_{T1} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1)| - f|(R_2 + Q_{T2} \cdot \operatorname{tg} \varphi_2)| - f \cdot R_3 - f \cdot R_4 - \\
 - f \cdot T_1 - f \cdot T_2 = 0; \\
 R_1 \cdot y_{o1} + R_2 \cdot y_{o2} + R_3 \cdot y_{o3} + R_4 \cdot y_{o4} + T_1 \cdot z_{16} - T_2 \cdot z_{26} + M_x = 0; \\
 -R_1 \cdot x_{o1} - R_2 \cdot x_{o2} - R_3 \cdot x_{o3} - R_4 \cdot x_{o4} + R_3 \cdot f \cdot z_{o3} + R_4 \cdot f \cdot z_{o4} + \\
 + f|(R_1 + Q_{T1} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1)| \cdot z_{1T} + f|(R_2 + Q_{T2} \cdot \operatorname{tg} \varphi_2)| \cdot z_{2T} + f \cdot T_1 \cdot z_{16} + \\
 + f \cdot T_2 \cdot z_{26} - Q_{T1} \cdot z_{16} - Q_{T2} \cdot z_{26} + M_y = 0; \\
 R_3 \cdot f \cdot y_{o3} + R_4 \cdot f \cdot y_{o4} + T_1 \cdot f \cdot y_{o1} + T_2 \cdot f \cdot y_{o2} + T_1 \cdot x_{o1} - T_2 \cdot x_{o2} - Q_{T1} \cdot y_{o1} - \\
 - Q_{T2} \cdot y_{o2} + f|(R_1 + Q_{T1} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1)| y_{o1} + f|(R_2 + Q_{T2} \cdot \operatorname{tg} \varphi_2)| y_{o2} + M_z = 0; \\
 \begin{vmatrix}
 x_{o1} - x_{o2} & y_{o1} - y_{o2} & z_{o1} - z_{o2} \\
 x_{o3} - x_{o2} & y_{o3} - y_{o2} & z_{o3} - z_{o2} \\
 x_{o4} - x_{o2} & y_{o4} - y_{o2} & z_{o4} - z_{o2}
 \end{vmatrix} = 0
 \end{cases} \quad (1)$$

где: $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ - соответствующие суммарные проекции усилий резания, погрузки и силы тяжести комбайна, а также суммарные моменты этих сил в рассматриваемой прямоугольной системе координат OXYZ;

x_{oi}, y_{oi} - соответствующие координаты i -ой опоры в прямоугольной системе координат OXYZ;

z_{16}, z_{26} - координаты точек приложения составляющих опорных реакций соответственно T_1 и T_2 ;

z_{1T}, z_{2T} - координаты точек приложения сил трения, формирующихся на скользящих поверхностях лыж соответственно 1-ой и 2-ой опоры, которые в случае прижатия этих опор к рештакам забойного конвейера равны z_{o1} и z_{o2} , а при отрыве опор от рештаков будут меньше, чем z_{o1} и z_{o2} на постоянную величину, определяемую конструкцией опоры и цевочной рейки (применительно к комбайну УКД300 - на 93 мм).

f - коэффициент трения на поверхностях контакта опорно-направляющих устройств комбайна с рештачным ставом и цевочной рейкой;

φ_1, φ_2 - углы наклона сил зацепления, формирующихся в точках контакта 1-й и 2-й звездочек с цевками, относительно оси OX.

Вид уравнений для нахождения величин $z_{o1}, z_{o2}, z_{o3}, z_{o4}$ будет зависеть от вида нагрузок (прижимающие или отрывающие), формирующихся в соответствующих опорах. Специфика компоновочной схемы комбайна УКД300 (корпус машины смещен в забой) предопределяет качественно различную схему нагружения завальных и забойных опор даже в состоянии покоя, когда на комбайн действует только сила тяжести. Обе забойные опоры работают на сжатие (реакции R_3 и R_4 положительны). При этом в завальных опорах формируются отрывающие нагрузки (реакции R_1 и R_2 отрицательны).

Применительно к забойным опорам отмеченная качественная картина сохранится и при работе комбайна под нагрузкой. В завальных опорах, конструктивно совмещенных со звездочками механизма перемещения и имеющих обратные захваты, процесс формирования нагрузок имеет более сложный характер и при определенных условиях может сопровождаться перекладкой зазора в обратных захватах и отрывом от почвы пласта завального борта забойного конвейера.

Исходя из вышеизложенного, для определения текущих значений координат z_{oi} ($i = 3; 4$) может быть использовано следующее уравнение:

$$z_{oi} = z_{oik} - \frac{R_i}{c_{oi}}, \quad (3)$$

где z_{oik} - конструктивное значение координаты, характеризующее расположение скользящей плоскости лыжи i -ой опоры относительно почвы пласта без учета ее обобщенной упругой деформации.

Уравнения для определения текущих значений координат z_{oi} ($i=1; 2$) будут несколько иными:

$$z_{oi} = z_{oik} - \frac{R_i}{c_{oi}} + \Delta, \quad \text{если } R_i \geq R_{кр}; \quad (4)$$

$$z_{oi} = z_{oik} + \Delta + (k_1 e^{k_2 R_i} + k_3), \quad \text{если } R_i < R_{кр}, \quad (5)$$

где: Δ - зазор между опорными поверхностями лыжи и цевочной рейки ($\Delta=0,013\text{м}$, если выполняется условие $(R_i + Q_{Ti} \cdot \text{tg} \varphi_i + f \cdot T_i) < 0$, и $\Delta = 0$, если указанное условие не выполняется);

$R_{кр}$ - критическое значение реакции в i -ой опоре, при котором начинает приподниматься обратным захватом завальный борт забойного конвейера.

Коефіцієнти уравнения (5) $k_1 = 2,25 \cdot 10^{-5}$ м, $k_2 = -2,08 \cdot 10^{-4}$ Н⁻¹, $k_3 = -1,58 \cdot 10^{-3}$ м и значения $R_{кр} = -2,5$ кН определены при статистической обработке результатов измерения усилий, возникающих при подъеме завального борта рештчатого става с навесным оборудованием.

Таким образом, четыре уравнения второй группы могут быть скомбинированы из зависимостей (3), (4) и (5) на основании соответствующего логического анализа значений усилий, действующих на рассматриваемую опору на предшествующем шаге численного решения системы уравнений.

При равномерном распределении нагрузки между приводами механизма перемещения ($Q_{T1} = Q_{T2}$) вышеприведенных уравнений достаточно для определения нагрузок в опорах и приводах звезд механизма перемещения. В реальных условиях нагрузка в приводах механизма перемещения не одинакова, поэтому уравнения первой и второй групп нужно дополнить уравнениями 3-ей группы, устанавливающими связь между нагрузками обоих приводов. Такие уравнения учитывают реальные механические характеристики частотно-регулируемых электродвигателей, которые в первом приближении могут быть представлены в виде [5]:

$$M_i = \frac{2M_{кр}\varphi^{2\gamma-2}}{\frac{S_i\varphi}{S_k} + \frac{S_k}{S_i\varphi}},$$

где M_i , S_i - соответственно, момент и скольжение i -го электродвигателя ($i=1,2$);

$M_{кр}$, S_k - соответственно, критический момент и критическое скольжение при номинальной частоте питания $f_n = 50$ Гц;

$$\varphi = f_c / f_n;$$

f_c - частота сети, Гц;

γ - параметр, характеризующий закон регулирования напряжения питания $U = U_n \varphi^\gamma$.

Применительно к приводу механизма перемещения при $f_c < f_n$ в первом приближении можно принимать $\gamma = 1$, а при $f_c > f_n$ - $\gamma = 0$.

Особенностью работы трехэлементного цевочно-реечного двигателя механизма перемещения очистного комбайна, состоящего из колеса, звездочки и цевочной рейки, является зависимость его передаточного отношения от угла поворота колеса. Вследствие этого при постоянной окружной скорости колеса и неизменном крутящем мо-

менте на его валу скорость перемещения комбайна и тяговое усилие Q_{Ti} являются периодическими функциями угла поворота колеса φ_{ki} . Для удобства анализа введем в рассмотрение приведенный кинематический $r_{ki}(\varphi_{ki})$ и приведенный силовой $r_{ci}(\varphi_{ki})$ радиусы i -ого трехэлементного движителя, физический смысл которых ясен из выражений:

$$r_{ci}(\varphi_{ki}) = \frac{M_{ki}}{Q_{Ti}}; \quad r_{ki}(\varphi_{ki}) = \frac{V_{\Pi}(f_c)}{\omega_{ki}};$$

где M_{ki} – крутящий момент на колесе i -ого трехэлементного движителя;

ω_{ki} – угловая скорость колеса i -ого трехэлементного движителя;

$V_{\Pi}(f_c)$ – скорость перемещения комбайна, зависящая от частоты питающей сети f_c .

Периодические функции $r_{ki}(\varphi_{ki})$ и $r_{ci}(\varphi_{ki})$ целесообразно определять в табличном виде путем твердотельного моделирования на ЭВМ процесса зацепления колеса со звездочкой и звездочки с цевочной рейкой, а затем представлять их в аналитическом виде с использованием разложения в ряд Фурье. При этом легко учесть фактические профили изношенных зубьев и цевок, а также изменяющиеся при работе межцентровые расстояния «звездочка-цевка» и «цевка-цевка».

С учетом сказанного, уравнения 3-ей группы имеют вид:

$$\begin{cases} Q_{Ti} = \frac{2M_{кр}\varphi^{2\gamma-2}u\eta}{\left(\frac{S_i\varphi}{S_k} + \frac{S_k}{S_i\varphi}\right)r_{ci}(\varphi_{ki})}, & i=1,2; \\ r_{k1}(\varphi_{k1})(1-S_1) = r_{k2}(\varphi_{k2})(1-S_2); \end{cases} \quad (6)$$

где u, η – соответственно, передаточное отношение и к.п.д. редуктора (участок от колеса трехэлементного движителя до ротора электродвигателя).

Последнее уравнение системы (6) получено из очевидного требования равенства окружных скоростей обоих движителей. Следует иметь в виду, что зубья обоих движителей входят в зацепление не синхронно, поэтому $\varphi_{k2} = \varphi_{k1} + \delta$, где δ – сдвиг фазы начала зацепления зубьев.

Таким образом, уравнения (1) ... (6) образуют систему из 14 нелинейных алгебраических уравнений, позволяющих найти 14 неизвестных величин: $R_1, R_2, R_3, R_4, T_1, T_2, Q_{T1}, Q_{T2}, z_{01}, z_{02}, z_{03}, z_{04}, S_1, S_2$.

Выводы и направление дальнейших исследований. Разработанная математическая модель процесса формирования нагрузок в опорно-направляющих устройствах и механизме перемещения очистного комбайна учитывает ряд особенностей конструкции комбайна УКД300, а именно: смещенный относительно опор в сторону забоя центр масс машины, наличие выталкивающих и затягивающих усилий в цевочных зацеплениях тяговых звезд, возможность отрыва завальной стороны рештачного става от почвы пласта, наличие двух независимых частотно-регулируемых приводов механизма перемещения. Полученная модель будет использована для оптимизации структуры и параметров механизма перемещения комбайна УКД300 с целью повышения его тяговых характеристик.

Список источников.

1. Разработать и внедрить средства повышения надежности и долговечности очистных комбайнов: Отчет / Донецк. политех. ин-т.; Руководители В.Г. Гуляев и П.А. Горбатов.- №ГР 01860040654; Инв. № 0289918196.-Донецк, 1987.- 257 с.
2. Разработать и внедрить средства повышения надежности и долговечности очистных комбайнов: Отчет/ Донецк. политех. ин-т.; Руководители В.Г. Гуляев и П.А. Горбатов.- №ГР 01860040654; Инв. № 02890036453.-Донецк, 1990.- 238 с.
3. КД 12.10.040-99. Изделия угольного машиностроения. Комбайны очистные. Методика выбора параметров и расчета сил резания и подачи на исполнительных органах. Введен с 01.01.2000.-Донецк: Минуглепром Украины, 1999.- 75с.
4. Моделирование разрушения углей режущими инструментами / Отв. ред. Ю.Д. Красников.- М.: Наука, 1981.- 181 с
5. Андреев В.П., Сабинин Ю.А. Основы электропривода.- М.Л., Государственное энергетическое издательство, 1963.- 772 с.