

УДК 631.312

АЛГОРИТМ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЗМА ДВУХСТАННОЙ ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

В. Б. ПОПОВ, А. В. ГОЛОПЯТИН

Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь

А. А. НОВИКОВ

ОАО «Гомсельмаш», Республика Беларусь

Ключевые слова: самоходная молотилка, зерновой ворох, механизм очистки, инерционная нагрузка, неуравновешенность, алгоритм, параметрический анализ, выходные параметры.

Введение

Расположенная в самоходной молотилке зерноуборочного комбайна система очистки зернового вороха (рис. 1), выполняющая функцию отделения зерен от сопутствующих легких фракций, одновременно является одним из источников, снижающих надежность и долговечность узлов и агрегатов зерноуборочного комбайна [1], [2].

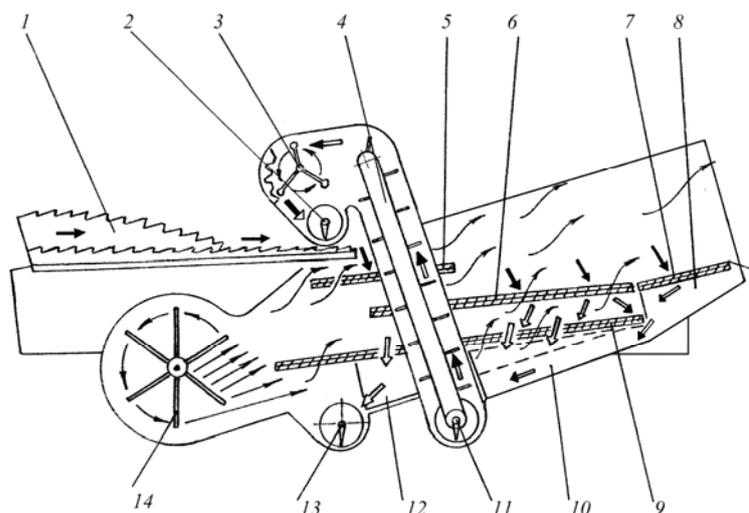


Рис. 1. Схема работы системы очистки:

- 1 – стрясная доска; 2 – шнек распределительный; 3 – устройство домолачивающее;
4 – элеватор колосовой; 5 – дополнительное решето; 6 – верхний решетный стан;
7 – удлинитель; 8 – поддон удлинителя; 9 – нижний решетный стан; 10, 12 – поддоны
колосовой и зерновой; 11, 13 – шнеки колосовой и зерновой; 14 – вентилятор

Основные компоненты системы очистки зернового вороха – вентилятор и, чаще [2], двухстанный механизм очистки (МО), основная функция которого – разделение тяжелой и легкой фракций зернового вороха, обеспечивается движением его рабочих органов в противофазе. Относительно высокая угловая скорость ведущего звена МО – кривошипа – непосредственно связана с возникающей неуравновешенностью звеньев.

При этом основное воздействие на раму МО оказывают силы инерции его рабочих органов [3], масса которых более чем на порядок превышает массу других звеньев. Колебания рамы МО, порождаемые колеблющимися рабочими органами, передаются на корпус самоходной молотилки. Все это снижает эксплуатационную надежность как имеющих место разъемных соединений, так и ее несущей конструкции в целом [1]. В научных статьях, связанных с обеспечением эффективной работы двухстанного МО [1], [2], [4], [5] посредством решения важной проблемы его уравнивания, на наш взгляд, недостаточно четко отражена формализация самого процесса проектирования МО [6].

Цель работы – формирование алгоритма расчета выходных параметров механизма двухстанной очистки заданной структуры, обеспечивающего автоматизированное исполнение процедуры его параметрического анализа.

Постановка задачи

Функциональное проектирование двухстанного МО рекомендуется выполнять в соответствии с принципами системного подхода, т. е. в автоматизированном режиме, итерационно, на основе реализации последовательно уточняемых, чередующихся процедур параметрического анализа и синтеза. Процедура параметрического анализа формализуется в виде функциональной математической модели (ФММ) анализа свойств МО. Результат параметрического анализа представляет собой вектор выходных параметров МО, часть которых в задаче параметрической оптимизации выступает в роли критериев оптимальности. Многовариантный анализ свойств МО заданной структуры существенно влияет на стратегию поиска его оптимальных внутренних параметров.

Используемый в самоходных молотилках зерноуборочных комбайнов «Полесье» – КЗС-5, КЗС-10К, КЗС-812, КЗС-812С, КЗС-1218 [7] механизм очистки, плоская модель которого представлена на рис. 2, состоит из шарнирно закрепленных на раме: маховика (кривошипа), шатунов, двуплечих рычагов, подвесок и рабочих органов (РО) – стрясной (транспортной) доски, верхнего и нижнего решетчатых станов. Если массами шатунов, рычагов и подвесок пренебречь или привести их к массам РО, то МО может быть представлен трехмассовой механической системой, две массы которой – стрясная доска и нижний решетчатый стан – колеблются в противофазе с третьей – верхним решетчатым станом.

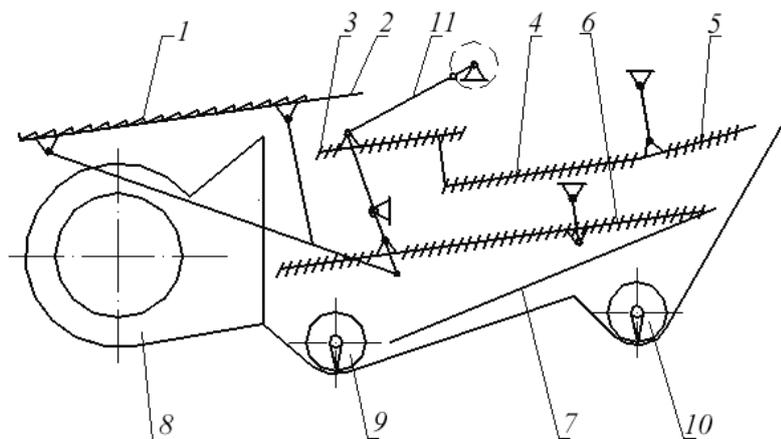


Рис. 2. Схема очистки зерноуборочного комбайна КЗС-10К:

- 1 – стрясная доска; 2 – пальцевая решетка; 3 – дополнительное решето;
4 – верхний решетчатый стан; 5 – удлинитель верхнего решета; 6 – нижний
решетчатый стан; 7 – скатная доска; 8 – вентилятор; 9 – зерновой шнек;
10 – колосовой шнек; 11 – кривошипно-шатунный механизм

Постановка задачи кинестатического анализа МО в соответствии с исходной 3D-моделью приводит к формированию достаточно сложной ФММ [8]. Если учесть симметрию трехмерной геометрической модели МО относительно продольной плоскости комбайна, а также предположить параллельность между собой осей, проходящих через центры шарниров, и несжимаемость звеньев, то его структура идентифицируется с плоским, десятизвенным, шарнирно-рычажным механизмом [3] (рис. 3).

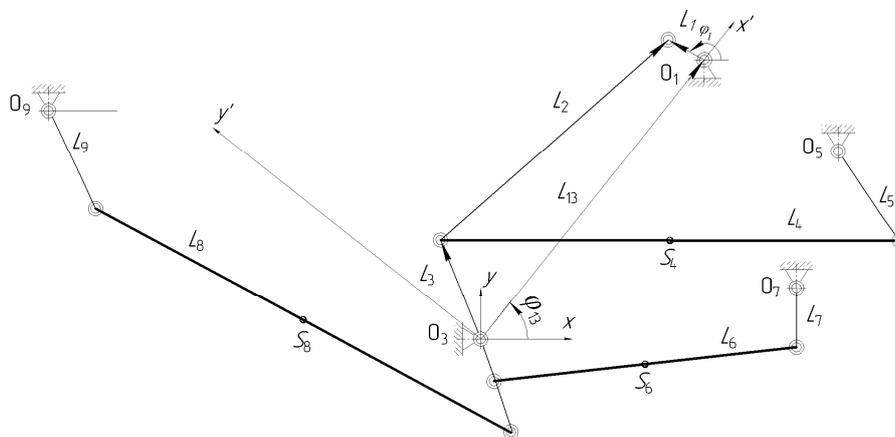


Рис. 3. Плоский аналог геометрической модели МО комбайна КЗС-10К

Строение структуры МО, по классификации Асура–Артоболевского [9], следующее: механизм 1-го класса (звено L_1), к которому последовательно присоединена группа Асура 2-го класса 1-го вида (звенья $L_2–L_3$), к которой, в свою очередь, параллельно присоединены три группы Асура 2-го класса 1-го вида (звенья $L_4–L_5$, $L_6–L_7$, $L_8–L_9$). Строение структуры МО самоходного зерноуборочного комбайна «Дон 1500Б» [5] отличается последовательным присоединением к группе $L_4–L_5$ еще одной группы Асура 2-го класса 1-го вида и может рассматриваться как развитие представленной выше базовой структуры МО.

Процедуры геометрического и кинематического анализа МО выполняются на основе метода замкнутых векторных контуров [9]. При этом звенья механизма изображают в виде векторов, образующих на схеме МО несколько замкнутых контуров, например:

$$\vec{L}_{13} + \vec{L}_1 = \vec{L}_2 + \vec{L}_3. \quad (1)$$

Проецируя векторы замкнутого контура на оси местной системы координат, повернутой относительно глобальной на угол φ_{13} , получают уравнения соответствующего замкнутого контура в координатной форме и аналитические зависимости положений звеньев от обобщенной координаты МО – функции положения звеньев [10]:

$$\begin{cases} L_{13} + L_1 \cdot \cos \varphi_1 = L_2 \cdot \cos \varphi_2 + L_3 \cdot \cos \varphi_3; \\ L_1 \cdot \sin \varphi_1 = L_2 \cdot \sin \varphi_2 + L_3 \cdot \sin \varphi_3. \end{cases} \quad (2)$$

По результатам выполнения процедуры геометрического анализа определяются углы, образуемые подвижными звеньями МО в правой декартовой системе координат, координаты центров подвижных шарниров и центров масс (тяжести) рабочих органов в зависимости от обобщенной координаты – угла поворота кривошипа (φ_1). Например, координаты подвижных шарниров и центра масс верхнего решетчатого стана Π_{23} и Π_{S4} :

$$\begin{cases} X_{23}(\varphi_1) = X_{12}(\varphi_1) + L_2 \cdot \cos \varphi_2; \\ Y_{23}(\varphi_1) = Y_{12}(\varphi_1) + L_2 \cdot \sin \varphi_2. \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} X_{S4}(\varphi_1) = X_{23}(\varphi_1) + kL_4 \cdot \cos \varphi_4; \\ Y_{S4}(\varphi_1) = Y_{23}(\varphi_1) + kL_4 \cdot \sin \varphi_4. \end{cases} \quad (4)$$

Аналогично определяются координаты других подвижных шарниров и центров масс рабочих органов.

Дифференцируя по времени уравнения проекций (2), получают формулы для определения угловых скоростей 2-го и 3-го звеньев:

$$\omega_2 = -\omega_1 \frac{L_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{L_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}; \quad (5)$$

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{L_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{L_3 \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}. \quad (6)$$

Если дифференцировать уравнения проекций по обобщенной координате, то в результате получим аналоги соответствующих скоростей и ускорений. Например, связь между угловой скоростью обобщенной координаты и угловыми скоростями звеньев МО устанавливается через аналоги угловой скорости (φ'_2, φ'_3) соответствующих звеньев:

$$\omega_2 = \varphi'_2 \omega_1; \quad \omega_3 = \varphi'_3 \omega_1.$$

Дифференцирование выражений (5) и (6) позволит получить формулы для определения угловых ускорений вышеупомянутых звеньев:

$$\varepsilon_2 = \frac{-L_1 \omega_1^2 \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - L_2 \omega_2^2 \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_3) + L_3 \omega_3^2}{L_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} + \varepsilon_1 \frac{\omega_2}{\omega_1}; \quad (7)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{L_1 \omega_1^2 \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - L_3 \omega_3^2 \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + L_2 \omega_2^2}{L_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} + \varepsilon_1 \frac{\omega_3}{\omega_1}. \quad (8)$$

Процедура динамического анализа сначала выполняется в предположении, что $\omega_1 = \text{const}$ и, следовательно, $\varepsilon_1 = 0$. Тогда в выражениях (7) и (8) вторые компоненты отсутствуют.

Силовой анализ МО выполняется по группам Ассур в порядке, обратном процедурам геометрического и кинематического анализа, с учетом влияния сил и моментов инерции, действующих на звенья, и подробно изложен в [1]. По результатам силового анализа определяются реакции в шарнирах МО, а затем потери на трение в шарнирах МО [11].

Теоретически статическое уравновешивание двухстанного МО возможно, если виртуальный центр масс МО будет оставаться неподвижным или двигаться равномерно и прямолинейно при его работе за цикл – полный оборот кривошипа [12].

Выражения для определения координат виртуального центра масс (рис. 4) рабочих органов МО имеют следующий вид:

$$X_S = \frac{\sum_{i=1}^n X_{Si} m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}; \quad Y_S = \frac{\sum_{i=1}^n Y_{Si} m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad (9)$$

где X_{Si} , Y_{Si} – координаты горизонтального и вертикального перемещения виртуального центра масс МО за цикл; m_i – масса i -го звена.

Предварительно оценить неуравновешенность МО можно уже на этапе выполнения процедуры геометрического анализа. Если отклонения ΔX_S и ΔY_S превышают допустимые, то исходные данные можно откорректировать, но в случае с МО КЗС-10К горизонтальное и вертикальное перемещения виртуального центра масс МО за цикл составляют, соответственно, $X_S = 3,78$ мм, $Y_S = 4,25$ мм, что вполне удовлетворительно.

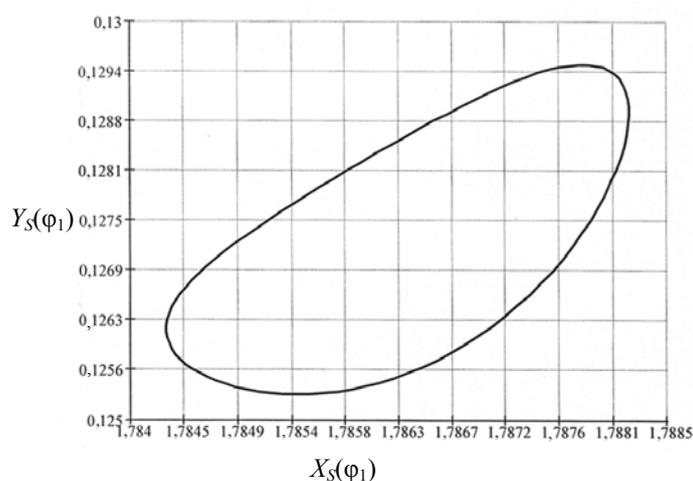


Рис. 4. Перемещение виртуального центра масс МО за цикл

Полное уравнивание невозможно, так как центр масс МО за цикл описывает криволинейную траекторию [1]. Поэтому, синтезируя МО, приходится удовлетворяться его частичным уравниванием, которое, по нашему мнению, выражается в сокращении площади фигуры, описываемой центром масс МО за цикл.

По результатам кинематического анализа можно также оценить разность кинетической энергии рабочих органов, колеблющихся в противофазе. В случае существенной, с точки зрения разработчика, разницы кинетических энергий $\Delta E_{ki} < \Delta E_{ki}^{доп}$ необходима коррекция исходных данных. При этом следует отметить, что каждый из РО МО представляет собой отработанную конструкцию со сложившимся относительным положением рабочих элементов, а также оптимальной амплитудой колебаний и траекториями движения характерных точек, варьировать которыми затруднительно, поскольку характер их движения обусловлен требованиями качественного выполнения процесса очистки (разделения тяжелой и легких фракций зернового вороха).

По результату определения нагрузки, действующей на ведущее звено МО – кривошип L_1 , возможны отклонения его угловой скорости $\Delta \omega_1$. Если они превышают допустимые, то необходима соответствующая коррекция исходных данных и повторный анализ свойств МО. Алгоритм параметрического анализа МО представлен на рис. 5.

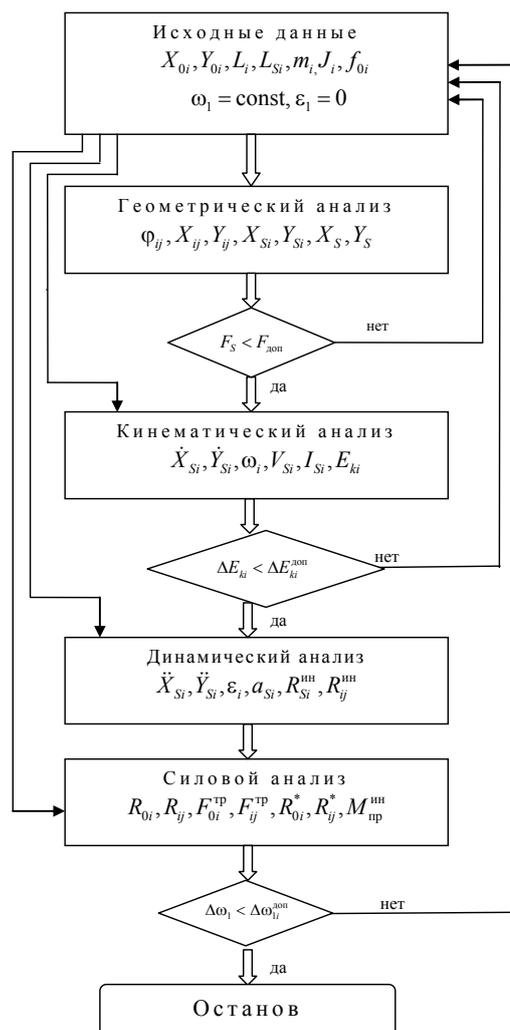


Рис. 5. Алгоритм параметрического анализа механизма двухстанной очистки

Заключение

Требования поддержания конкурентоспособности производимой зерноуборочной техники [7] вынуждают проектировщиков увеличивать объем компьютерного моделирования на ранних этапах проектирования, одновременно сокращая время на полевые испытания и доводку опытных образцов МО. В частности, исследования адекватной ФММ, сформированной в соответствии с вышеизложенным алгоритмом, позволяют успешно решить задачу анализа свойств МО.

1. Представленный здесь алгоритм позволяет структурировать задачу расчета выходных параметров МО зерноуборочного комбайна в соответствии с принципами системного подхода.

2. Алгоритм расчета выходных параметров МО самоходного зерноуборочного комбайна КЗС-10К реализован в программном комплексе MathCAD и может быть использован для аналитических исследований МО аналогичной структуры – КЗС-5, КЗС-812, КЗС-812С, КЗС-1218.

3. Алгоритм расчета и соответствующие программные модули могут дополняться, обеспечивая аналитические исследования МО, структурная схема которых, как в случае с комбайном «Дон-1500Б», представляет развитие рассмотренной здесь базовой структуры.

4. Возможность модификации алгоритма позволяет использовать его как основу программ для анализа работы известных двухстанных МО зернового вороха зерноуборочных комбайнов из ближнего и дальнего зарубежья.

5. Алгоритм расчета выходных параметров МО может использоваться как автономно, так и в составе алгоритма параметрической оптимизации, поскольку расчет выходных параметров представляет базовый модуль в программе параметрического синтеза МО.

Литература

1. Обоснование выбора силового метода снижения динамической нагруженности привода системы очистки зерноуборочного комбайна типа «ПОЛЕСЬЕ» / Л. И. Бойко [и др.] // Агропанорама. – 2016. – № 5. – С. 9–14.
2. Бойко, Л. И. Анализ конструкций и методов снижения нагруженности приводов воздушно-решетных систем очисток зернового вороха комбайнов / Л. И. Бойко, О. В. Климович // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 3 (16). – С. 74–78.
3. Попов, В. Б. Математическое моделирование механизма очистки зерноуборочного комплекса КЗР-10 «ПОЛЕСЬЕ-РОТОР» / В. Б. Попов, А. А. Дюжев // Современные проблемы машиностроения : материалы Междунар. науч.-техн. конф. / М-во образования Респ. Беларусь ; Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель, 2000. – Т. II. – С. 90–93.
4. Литвинов, А. И. Уравновешенная очистка для зерноуборочного комбайна / А. И. Литвинов, И. К. Мещеряков, А. И. Курач // Тракторы и сельхозмашины. – 1988. – № 3.
5. Щербаков, В. М. Уравновешивание системы очистки комбайна «Дон 1500Б» / В. М. Щербаков, Н. И. Стрикунов // Вестн. Алт. гос. аграр. ун-та. – 2007. – № 7 (33). – С. 48–50.
6. Попов, В. Б. Алгоритм расчета выходных параметров механизма очистки самоходного зерноуборочного комбайна / В. Б. Попов, А. А. Новиков // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра : сб. тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. – Гомель : Науч.-техн. центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», 2017. – С. 55–57.
7. Зерноуборочные машины «Полесье» : пособие / А. А. Дюжев [и др.]. – Минск : Беларусь, 2008. – 156 с.
8. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов [и др.]. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с. : ил.
9. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – 638 с.
10. Вислоусова, И. Н. Кинематический анализ механизма очистки зерноуборочного комбайна средствами системы компьютерной алгебры / И. Н. Вислоусова, В. В. Котов, А. И. Михалев // Информационные технологии в науке и образовании, ИТНО–2013 : сб. науч. тр. науч.-метод. конф. (г. Ростов-на-Дону – п. Дивноморское). – 2013. – 198 с.
11. Попов, В. Б. Снижение диссипативных потерь в механизмах навески мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – Гомель, 2009. – № 1 – С. 41–48.
12. Щепетильников, В. А. Уравновешивание механизмов / В. А. Щепетильников. – М. : Машиностроение, 1982. – 256 с. : ил.