

быстрота затухания колебаний определяется жесткостью конструкции штанги и ее размерами. Полученные результаты могут быть использованы в машиностроении при проектировании несущих конструкций штанг.

Литература

1. Тарг С.М. Курс теоретической механики: Учеб. для втузов. – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.
2. Пановко Я.Г. введение в теорию механических колебаний. Учебное пособие. – М.: Наука, 1980. – 272 с.

УДК 631.358: 519.711.3

ФОРМАЛИЗОВАННОЕ ОПИСАНИЕ РАБОТЫ МЕХАНИЗМА ПОДПРЕССОВКИ РАСТИТЕЛЬНОЙ МАССЫ КОМБАЙНА “ПАЛЕССЕ FS60”

В.Б. Попов к.т.н., доцент

*УО «Гомельский государственный технический университет
имени П.О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь*

Введение

Одна из причин повышенных энергозатрат на измельчение растительной массы (РМ) в самоходном кормоуборочном комбайне “ПАЛЕССЕ FS60” (КСК-600) связана, с нестабильностью поджатия РМ вальцами его питающего аппарата. Механизм подпрессовки (МП) предназначен для обеспечения непрерывного затягивания и стабилизации поджатия РМ в ПА, независимо от колебаний её подачи в самоходный измельчитель [1]. Наиболее информативной характеристикой поджатия РМ является величина давления, распределенного по длине подпрессовывающего вальца (рис.1).

Таким образом, основное требование к работе МП состоит в стабилизации давления на РМ, обеспечивающем снижение энергозатрат в процессе резки кормовой культуры в измельчающем барабане комбайна.

Основная часть

Самоходный кормоуборочный комбайн это сложный мобильный агрегат, выполнение технологического процесса в котором

обеспечивают: адаптер, питающий аппарат, измельчающий барабан и силосопровод (рисунок 1). Большая часть вырабатываемой ДВС мощности (до 80 %), расходуется измельчающим барабаном, обеспечивающем измельчение и транспортировку РМ [1]. При этом энергоёмкость процесса резания РМ определяется главным образом двумя факторами: состоянием режущей пары (нож – противорежущий брус) и физико-механическими свойствами поступающей в зону резания поджатой РМ, которые в свою очередь зависят от параметров МП питающего аппарата.

Цель работы заключается в формировании методики получения аналитических выражений, рассчитывающих выходные параметры МП. МП это пространственный механизм, состоящий из двух одинаковых секций, снабженных пружинами, расположенных симметрично относительно продольной плоскости симметрии измельчителя.

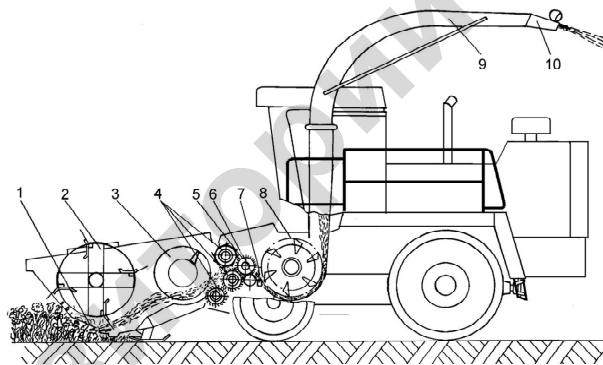


Рисунок 1 – Схема технологического процесса комбайна “ПАЛЕССЕ FS60”:
1 – режущий аппарат; 2 – мотовило; 3 – шнек; 4 – вальцы передние; 5 – валец подпрессовывающий; 6 – валец гладкий; 7 – брус противорежущий; 8 – барабан измельчающий; 9 – силосопровод; 10 – козырек

В идеализированной 3D модели МП оси, проходящие через центры шарниров его несжимаемых звеньев параллельны друг другу, тогда правая и левая части МП, будучи спроецированы на плоскость его симметрии, образуют плоский аналог пространственного МП (рисунок 2).

Структурный анализ идентифицирует кинематическую цепь МП как одноподвижный шестизвенник. Таким образом, зазор – Y (рис.2) между подпрессовывающим - 5 и гладким - 6 вальцами (рис.1) однозначно связан с изменением обобщенной координаты S – расстоянием между шарнирами Π_{01} и Π_{23} (рис.2), которое определяется растяжением пружины.

Геометрический и кинематический анализ МП выполняются в правой декартовой системе координат XOY , при этом кинематическая цепь представляется замкнутыми векторными контурами [2]. Положение характерных точек – шарниров звеньев как и в случае с зазором однозначно определяется обобщенной координатой S .

Анализ замкнутого контура $\Pi_{01}, \Pi_{23}, \Pi_{34}, \Pi_{03}$, позволяет определить его выходные параметры: углы $\varphi_{12}, \varphi_3, \varphi_{34}$ и координаты центров подвижных шарниров Π_{23} и Π_{34} в зависимости от S .

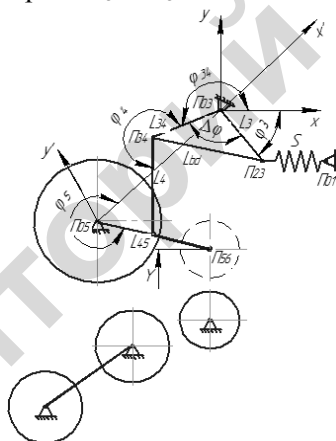


Рисунок 2 – Структурная схема МП питающего аппарата “ПАЛЕССЕ FS60”

$$X_{23}(S) = X_{03} + L_3 \cdot \cos \varphi_3(S)$$

$$Y_{23}(S) = Y_{03} + L_3 \cdot \sin \varphi_3(S)$$

$$X_{34}(S) = X_{03} + L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}(S)$$

$$Y_{34}(S) = Y_{03} + L_{34} \cdot \sin \varphi_{34}(S)$$

Аналог угловой скорости поворотного рычага L_3 получают дифференцированием по S выражения для угла φ_3 :

$$\varphi_3'(S) = \frac{2S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - (S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2))^2}}$$

Для определения передаточных отношений угловых скоростей звеньев полученные ранее уравнения проекций дифференцируют по обобщенной координат [2]. Передаточное отношение между угловыми скоростями звеньев L_3 и L_5 :

$$U_{53}(S) = \frac{L_{34} \cdot \sin(\varphi_{34}(S) - \varphi_4(S))}{L_{45} \cdot \sin(\varphi_5(S) - \varphi_4(S))}$$

Передаточное число, показывает во сколько раз поджимающее усилие верхнего вальца меньше силы растяжения пружины и представляет собой безразмерную величину, равную отношению вертикальной компоненты линейной скорости центра подпрессовывающего вальца к скорости растяжения-сжатия пружины [3]:

$$I(S) = \varphi_3'(S) \cdot U_{53}(S) \cdot L_{45} \cdot \cos \varphi_5(S)$$

Текущее значение усилия на пружине определяется как:

$$F_{np}(S) = C \cdot (S - S_0)$$

где, C - жесткость пружины; S_0 – начальное значение обобщенной координаты.

Удельное давление между вальцами рассчитывается как:

$$p(S) = \frac{k \cdot F_{np}(S)}{I(S) \cdot B} \quad (2)$$

где k - количество пружин; B - длина вальцов, м

Заключение

Поддержание требуемой стабильности давления подпрессовывающего вальца на поток РМ снижает энерготраты на её резку в измельчающем барабане комбайна “ПАЛЕССЕ FS60”, что обеспечивается правильным выбором рациональных параметров МП ПА.

Аналитическая постановка задачи расчета выходных параметров МП питающего аппарата представляет собой процедуру анализа МП, необходимую как для многовариантного анализа, так и для формирования процедуры параметрического синтеза МП.

В результате, несмотря на существенные колебания подачи РМ, разброс которой достигал 45% удельное давление подпрессовывания РМ составляет величину 2634 - 2417 Н/м, т.е разброс удельного давления не превысил 4.2%.

Представленная методика расчета выходных параметров МП питающего аппарата может быть использована для идентичных по структуре МП других кормоуборочных комбайнов.

Литература

1. Долгов И. А. Кормоуборочные машины: Теория, конструкция, расчет. Дон. гос. техн. ун-т, Ростов н/Д ДГТУ, 1996.
2. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Машиностроение, 1988, 687 с.
3. Попов В.Б. Формирование функциональной математической модели механизма плющения растительной массы // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого 2007, №3, С. 24 - 30.

УДК 631.33

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИЙ АГРЕГАТ

Б.Х. Ахалая, к.т.н., с.н.с.

*ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ»,
г. Москва, Российская Федерация*

Введение

Рассматриваемая конструкция многофункционального почвообрабатывающего агрегата позволяет за один проход проводить щелевание почвы в вертикальной плоскости на глубину, вдвое превышающую глубину культивации, безотвальное рыхление почвы с подрезанием сорной растительности, дополнительное измельчение и боронование почвы на ширину, равную ширине культиватора [1].

Основная часть

Производственные показатели почвообрабатывающих машин остаются низкими из-за малых сроков службы рабочих органов, из-за перегрузок рабочих узлов и деталей, что требует поиск решений, обеспечивающих качество обработки почвы и высокую работоспособность [2-3].