

перспективы. Доклады международной научно-практической конференции. Минск, 2007, С. 109-112.

3. Лапа, В.В. Минеральные удобрения и пути повышения их эффективности. / В.В. Лапа, В.Н. Басак. – Минск., 2002. – 184 с.

4. Дашков, В.Н. Особенности расчета параметров системы капельного орошения и фертигации овощных культур / В.Н. Дашков, Н.М. Абрамчик, Э.К. Снежко // Инженерный вестник. – 2008. №2(26). – С. 14-17.

УДК 631.365.4

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПРИВОДА

Н.Л. Ракова, к.т.н., доцент, Т.В. Бойко, к.т.н., доцент, А.Д. Быцко
*Белорусский государственный аграрный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь*

Введение

Повысить надежность кормоуборочной и зерноуборочной техники можно за счет внедрения рекуперативных приводов колеблющихся рабочих органов. Для рекуперативных приводов основным определяемым параметром является жесткость упругого элемента рекуператора, поэтому рекуперативный привод необходимо рассматривать как динамическую систему. Для ее идентификации необходимо разработать динамическую модель и описать ее математически.

Основная часть

Методику идентификации рассмотрим на примере рекуперативного привода, кинематическая схема которого показана на рисунке 1 [1].

Целесообразно рассматривать модель динамической системы рекуперативного привода как одно-массовую (рисунок 2).

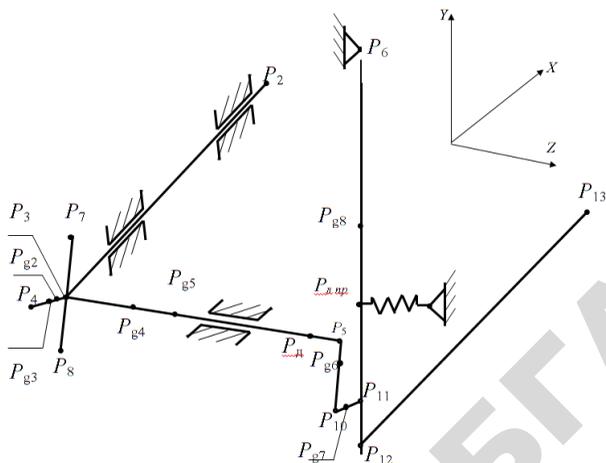


Рисунок 1. – Принципиальная кинематическая схема рекуперативного привода режущего аппарата

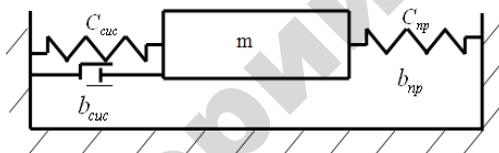


Рисунок 2. – Одно-массовая модель динамической системы рекуперативного привода

В общем виде колебания одно-массовой динамической системы описываются дифференциальным уравнением

$$\ddot{q}m + b\dot{q} + Cq = M, \quad (1)$$

где q – обобщенная координата; b – коэффициент демпфирования; C – коэффициент жесткости; M – крутящий момент кНм.

Согласно кинематической схеме правая часть уравнения (1) измеряется на выходном валу механизма качающейся шайбы, а левая часть уравнения относится к движению массы, сосредоточенной в точке крепления ножа режущего аппарата. Поэтому уравнение (1) приводится к виду:

$$(\ddot{q}m + b\dot{q} + Cq)K = \frac{M}{K} \quad \text{или} \quad (\ddot{q}m + b\dot{q} + Cq)K^2 = M \quad (2)$$

Массы и моменты инерции узлов и деталей привода приводятся к точке крепления ножа режущего аппарата – P_{12} . Жесткости приводятся как отношения сил к соответствующим перемещениям [2]. Источником возбуждения колебаний в рекуперативных приводах являются силы инерции, возникающие вследствие ускорений, определяемых кинематикой. Поэтому решение уравнения (2) при таких ускорениями заданной амплитуде колебаний по перемещению имеет вид

$$M = aK^2 \sqrt{(C - \omega^2 m)^2 + b^2 \omega^2} . \quad (3)$$

Еще одна особенность рекуперативных приводов заключается в том, что нейтральное положение упругого элемента рекуператора (ноль упругой силы) совпадает с нейтральным положением рабочего органа механизма, например, ножа режущего аппарата. Практически это требует точной наладки, но всегда имеется погрешность, которую необходимо учитывать при расчетах. Решая уравнение (3) методом гармонического анализа [3], получим величину момента на выходном валу качающейся шайбы

$$M = aK^2 \left\{ m^2 \omega^4 + (b_p^2 + b_{сис}^2 - 2mC_{сис}) \omega^2 + C_{сис}^2 + C_p^2 + [(2b_{сис}b_p - 2mC_p) \omega^2 + \right. \quad (4)$$

$$\left. + 2C_{сис}C_p] \cos \psi_p + [2m\omega^3 b_p + (2b_{сис}C_p - 2C_{сис}b_p) \omega] \sin \psi_p \right\}^{\frac{1}{2}}$$

В статье представлена методика идентификации параметров динамических систем рекуперативных приводов по математической модели динамической системы и силовому расчету методом кинетостатики. Анализ процессов колебаний момента на выходном валу механизма качающейся шайбы показал, что необходимо рассматривать только колебания на основной частоте вращения.

Заключение

При работе рекуператора динамические нагрузки вследствие инерции движущихся масс компенсируются лишь для привода и переходят на рекуператор. Конструкция рекуператора должна переносить их в то место привода, где они рационально воспринимаются, например, на раму или массивный корпус.

Список использованных источников

1. Разработка рекуперативных приводов колеблющихся рабочих органов с учетом особенностей выполнения технологического процесса и взаимодействия с рамой машины/ Отчет о НИР, (промежуточный) № гос. регистрации 20073005. Минск, 2008. – 94 с.
2. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Ленинград: Колос, 1970. – 376
3. Василенко Н.В. Теория колебаний. Киев: «Віща школа», 1992. – 430 с.

УДК 629.3.027

РАСЧЕТ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕС СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Г.И. Гедроить, к.т.н., доцент, А.Ф. Безручко, к.т.н., доцент,
В.В. Михалков

*Белорусский государственный аграрный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь*

Введение

Получили распространение работы по моделированию процесса взаимодействия колеса с почвой, в которых колесо представляется в виде цилиндра, а форма проекций поверхности контакта в поперечной и опорной плоскостях, в виде прямоугольников. Расширение использования на сельскохозяйственной технике шин с пониженным давлением на почву, качение их по следу других колес сопровождаются небольшими значениями глубины следа (5-50 мм). При этом горизонтальная проекция поверхности контакта близка к форме пятна контакта на жестком основании и соответственно ближе к эллипсу, чем к прямоугольнику [1]. Ниже предлагается методика расчета силы сопротивления качению колес сельскохозяйственных машин с учетом указанных особенностей.

Основная часть

Рассмотрим задачу взаимодействия ведомого колеса с почвой с учетом кривизны шин в продольной и радиальной плоскостях. На