УДК 631.35

УРАВНОВЕШИВАЮЩИЙ МЕХАНИЗМ НОЖА ЖАТКИ

А.В. ТИТЕНОК,
доктор технических наук,
профессор
ФГБОУ ВО «Брянский
государственный аграрный
университет»
E-mail: cit@bgsha.com

Описан механизм для уравновешивания сил инерции и сил тяжести при возвратно-поступательном движении ножа жатки зерноуборочного комбайна. Рассмотрено влияние неуравновешенного ножа жатки на вибрацию всего жатвенного агрегата комбайна и предложено соответствующее техническое решение для устранения вибрации.

Ключевые слова: *опора; кинематическая пара; возвратно-поступательное движение; вибрация; кинематические и динамические характеристики; уравновешивающий механизм.*

Возвратно-поступательное движение ножа жатки зерноуборочного комбайна с амплитудой 0,0381 м и частотой около 8 герц вызывают горизонтальные вибрационные колебания всего агрегата. Производственная вибрация вредно воздействует на оператора и сокращает срок службы машины. Для уравновешивания ножа жатки необходим надежный механизм. В большинстве известных механизмов используется трение скольжения. Недостатки: происходит абразивное изнашивание трущихся элементов; растут нагрузки; нагреваются поверхности в зоне контакта [5–10]. Вследствие поверхностных изменений трущихся деталей машина становится неработоспособной.

Теоретически изучена устойчивость равновесного состояния материальной системы на стойках с высшими кинематическими парами; получены новые схемы малогабаритных опор с качением вместо скольжения; выявлены характеристики для оценки качества этих опор; дана схема и метод расчета геометрических замыкателей касательных сил; разработана конструкция механизма для уравновешивания сил инерции ножа жатки. Достоверность результатов и выводов подтверждена удовлетворительной сходимостью с проведенными экспериментами на моделях.

Оценка влияния неуравновешенного рабочего органа на основные параметры вибрации агрегата. В результате теоретического анализа работы [1, 2] жатки получено два независимых дифференциальных уравнения вынужденных колебаний:

$$\ddot{y} + K_1^2 y = -H_1\omega^2\cos\omega t, \quad (1)$$

$$\ddot{\Psi} + K_2^2 y = -H_2\omega^2\cos\omega t, \quad (2)$$

где K_1^2 – квадрат круговой частоты поперечных колебаний; $K_2^2 y$ – квадрат круговой частоты угловых колебаний; H_1 – амплитуда возмущающих поперечных сил; H_2 – амплитуда возмущающих сил угловых колебаний.

При определении вынужденных колебаний решим уравнение (1), допустив, что решение имеет вид: $y=A_1\cos\omega t$. Найдем первую и вторую производную от (2):

$$\dot{y} = -A_1\omega\sin\omega t; \ \ddot{y} = -A_1\omega^2\cos\omega t.$$

Подставим все значения в (1) и получим

$$-A_1\omega^2\cos\omega t + A_1K_1^2\cos\omega t = -H_1\omega^2\cos\omega t. \quad (3)$$

Приравняв коэффициенты при одинаковых косинусах, получим выражение для амплитуды вынужденных колебаний

$$A_1 = H_1/(1 - (K_1/\omega)^2). \quad (4)$$

По аналогии, решив уравнение (2), для определения амплитуды угловых колебаний имеем

$$A_2 = H_2/(1 - (K_2/\omega)^2). \quad (5)$$

В (4) и (5) частота ω возмущающих сил зависит от частоты собственных колебаний K_1 и K_2 и многих факторов: диаметра пневмоколес; диаметра тора, образованного центром колеса и резиновой шиной; давления воздуха в колесах; расстояния между колесами по базе и ширине колеи, а также от вертикальной нагрузки, приходящейся на каждое колесо. Вынужденная круговая частота ω при частоте вращения главного вала $n = 500$ мин$^{-1}$ равна 52 с$^{-1}$. Как видно из (4) и (5), если собственная частота K_1 и K_2 существенно меньше или больше ω, то амплитуда колебаний при вибрации невелика, а если эта частота окажется близкой к частоте ножа, то амплитуда может возрасти теоретически до бесконечности.

Кинематические и динамические характеристики жатки. Принимаем следующий закон движения ножа – закон движения кулисы синусного механизма [3]:

$$y_н = \alpha_o l_1(1 - \cos\varphi) = \alpha_o l_1(1 - \cos\omega t),$$

где α_o – угол наклона цапфы главного вала механизма качающейся шайбы (рад); ω – угловая скорость этого вала; l_1 – плечо рычага выходного вала.

Выразим скорость и ускорение ножа как первую и вторую производную от (5) по времени:

$$\dot{y}_н = \alpha_o l_1\omega^2\sin\omega t,$$

$$\ddot{y}_н = \alpha_o l_1\omega^2\cos\omega t$$

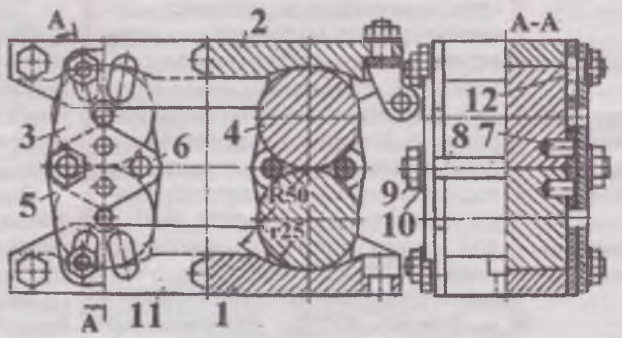
и получим кинематические характеристики ножа жатки.

Основными силами, которые оказывают сопротивления при движении ножа, – сила резания (1700 Н) и силы трения (300 Н) между подвижными элементами и неподвижными. Суммарное сопротивление составит F_c=2000 Н.

Уравновешивающий механизм жатки с принудительным приводом. Механизм (см. **рисунок**) [4] состоит из неподвижной нижней плиты (основания) **1**, в которой выполнены две цилиндрические вогнутые поверхности постоянным радиусом R и такой же верхней плиты **2**. Между плитами **1** и **2** установлены две стойки **3**, каждая из которых состоит из двух цилиндрических роликов **4** радиусом r, удерживаемых от относительного смещения двумя пластинами **5**, двумя пластинами **6**, штифтами **7**, шпильками **8**, гайками **9** и шайбами **10**.

Радиус вогнутых поверхностей (R) равен двум радиусам выпуклых поверхностей (r), т.е. R = 2r. Для соосной установки плит и стоек, а также исключения проскальзывания во время работы к основанию **1** и верхней плите **2** с торцов прикреплены две пластины **11**, в каждой из которых выполнено по четыре паза. В них размещаются цилиндрические замыкатели **12**, укрепленные в пластинах **5**. При отклонении верхней плиты от положения статического равновесия в любую сторону, например вправо на величину **y**, стойки **3** наклоняются на угол φ. Замыкатели **12** перемещаются по пазам, не препятствуя перекатыванию выпуклых и вогнутых поверхностей и не давая возможности им проскальзывать. Из геометрии и кинематики известно: если R = 2r, то любая точка на окружности радиусом r, катящейся по окружности радиуса R внутри нее, движется по диаметру большой окружности. Следовательно, если ось паза, жестко связанного с окружностью радиусом R, расположить по направлению диаметра этой окружности, то замыкатель будет перемещаться вдоль этого паза. Относительное перемещение подвижных частей уравновешивающего механизма δ зависит от отношения масс ножа и механизма. Это перемещение всегда больше перемещения ножа. Если принять $m_h/m_m=1$, т.е. приведенная масса подвижных частей механизма равна массе ножа, то перемещение δ относительно поперечного перемещения ножа Δy равно двум. Если ход ножа Δy составляет 76,2 мм, то ход уравновешивающего механизма δ=152,4 мм. Габаритные размеры такого механизма будут больше, чем механизма с принудительным приводом.

Заключение. Если нож жатки не уравновешен, то происходит вибрация жатвенного агрегата. Амплитуда виброколебаний зависит от отношения собственной и вынужденной частот. При $(K_1/\omega) \to 1$, $A_1 \to \infty$; если $(K_2/\omega) \to 1$, $A_2 \to \infty$. Уравновешивающий механизм исключает возникновение вибрации, источником которых является нож жатки.



Уравновешивающий механизм жатки: 1 – основание (нижняя плита); 2 – верхняя плита; 3 – стойки; 4 – ролики; 5, 6, 11 – пластины; 7 – штифты; 8 – шпильки; 9 – гайки; 10 – шайбы; 12 – геометрические замыкатели

Литература

1. Аксютенков, В.Т. Опоры возвратно-поступательного движения с высшими кинематическими парами / В.Т. Аксютенков, А.В. Титенок, А.К. Тимаков // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2009. – № 2. – С. 49–52.

2. Аксютенков, В.Т. Расширение диапазона характеристик в опорах с высшими кинематическими парами / В.Т. Аксютенков, А.В. Титенок, А.К. Тимаков // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2010. – № 1. – С. 31–35.

3. Титенок, А.В. Экспериментальное определение статических и динамических характеристик опор с высшими кинематическими парами / А.В. Титенок // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – № 2. – С. 85–92 .

4. Титенок, А.В. Механизм с высшими кинематическими парами / А.В. Титенок // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – № 3. – С. 11–19.

5. Шкрабак, В.С. Теория и практика обеспечения безопасности дорожного движения в агропромышленном комплексе / В.С. Шкрабак, Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович. – Брянск, ГСХА. – 2008.

6. Бельченко, С.А. Развитие АПК Брянской области / С.А. Бельченко, И.Н. Белоус, М.П. Наумова// Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии. – 2015. – № 2. - С. 32–36.

7. Лобачевский, Я.П. Энергетическая и технологическая оценка почвообрабатывающего рабочего органа / Я.П. Лобачевский, С.И. Старовойтов, Н.Н. Чемисов // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2015. – № 5. – С. 10–13.

8. Николаев, В.А. Новый зерноуборочный комбайн / В.А. Николаев // Сельский механизатор. – 2015. – № 3. – С. 4–5.

9. Белоус, Н.М. Стратегия инновационного развития научных исследований в Брянской государственной сельскохозяйственной академии / Н.М. Белоус, В.Е. Ториков // Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии. – 2010. – № 2. – С. 4–16.

10. Шаповалов, В.Ф. Продуктивность и качество одновидовых и смешанных посевов кормовых культур в условиях радиоактивного загрязнения / В.Ф. Шаповалов, Н.М. Белоус, И.Н. Белоус, Ю.И. Иванов // Агрохимический вестник. – 2015. – № 5. – С. 29–31.

The mechanism is intended for balancing inertia and gravity at the reciprocating motion of an operation unit, as which there was taken a harvester hanged upon a reaping unit of a grain combine. The impact of an unbalanced cutter of a harvester upon vibration of the whole of a reaping unit of the grain combine is considered, and a corresponding functional diagram of the mechanism for vibration elimination is offered. As the options of engineering solutions a theory and design of a balancing mechanism with a mechanical forced drive and an inertia drive of the balancing mechanism are shown.

Keywords: *bearing; kinematic; pair; reciprocating motion; vibration; balancing unit.*