

УДК 631.3

DOI:

А.В. Титенок

## МЕХАНИЗМ С ВЫСШИМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

Описан механизм для уравнивания сил инерции и сил тяжести при возвратно-поступательном движении рабочего органа, в качестве которого принята жатка, навешенная на жатвенный агрегат зерноуборочного комбайна. Рассмотрено влияние неуравновешенного ножа жатки

на вибрацию всего жатвенного агрегата комбайна. Предложено соответствующее техническое решение для устранения вибрации.

**Ключевые слова:** опора, кинематическая пара, возвратно-поступательное движение, вибрация, уравнивающий механизм.

A.V. Titenok

## MECHANISM WITH HIGHER KINEMATIC PAIRS

The paper "Mechanism with Higher Kinematic Pairs" finishes a cycle of works carried out earlier and published in "the Bulletin of BSTU". The purpose of these works consists in the design of the support mechanism with small dimensions and a moderate mass with the preservation of a loading capacity of the device, with the increased wear-resistance and predicted basic performance.

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.

**Key words:** bearing, kinematic pair, reciprocating motion, vibration, balancing unit.

### Введение

На уборке урожая зерновых культур хлебную массу скашивают жаткой. При работе жатки нож совершает возвратно-поступательное движение с амплитудой 0,0381 м и частотой порядка 8 герц. В жатках с фронтальной шириной захвата до пяти метров нож не уравновешен, в результате чего при работе возбуждаются горизонтальные виброколебания жатки и всего агрегата, на который она навешена. Эти колебания при работе уборочного агрегата взаимодействуют с его колебаниями при движении. Согласно результатам опубликованных работ, могут возникать параметрические колебания и даже параметрический резонанс. Производственная вибрация, характеризующаяся значительной амплитудой и продолжительностью действия, может вызвать у рабочих раздражительность, бессонницу, ноющие боли. При длительном воздействии вибрации перестраивается костная ткань, чувствительность кожи, появляется головокружение, шум в ушах, ухудшение памяти, нарушения координации движений.

Наряду с этим вибрация отрицательно влияет на срок службы машины. Для уравнивания ножа жатки необходим надежный механизм возвратно-поступательного движения с минимальными затратами движения на его перемещение. В большинстве известных механизмов возвратно-поступательного движения используется трение скольжения, существенными недостатками которого являются абразивное изнашивание и производственные потери энергии на трение.

Кроме того, с повышением интенсификации производственных процессов существенно возрастают нагрузки и относительные скорости скольжения, а следовательно, и нагрев поверхностей в зоне контакта. Температура в отдельных точках может превышать температуру плавления материалов – возникают поверхностные изменения трущихся деталей, машина становится неработоспособной.

Известны отдельные положительные результаты замены скольжения качением цилиндрических поверхностей при внут-

реннем контакте. Однако задача окончательно не решена, и для использования этого направления в механизме уравновешивания ножа жатки требуются дополнительные исследования. Таким образом, разработка уравновешивающего механизма для сил инерции ножа жатки является актуальной темой исследований и имеет важное народно-хозяйственное значение.

Цель работы – проектирование опорного механизма с небольшими габаритными размерами при сохранении нагрузочной способности, существенно уменьшенной массой, повышенной износостойкостью и прогнозируемыми основными характеристиками [1 - 4].

В ходе исследований использовались методы аналитической и дифференциальной геометрии, математического анализа, систем тригонометрических уравнений, а также экспериментальная проверка отдельных теоретических выводов.

Научная новизна исследований состоит в следующем: теоретически изучена устойчивость равновесного состояния ма-

териальной системы на стойках с высшими кинематическими парами; получены новые конструкционные схемы малогабаритных опор с качением вместо скольжения; выявлены основные характеристики для оценки качественных показателей опор возвратно-поступательного движения (траектория движения верхней плиты, отношение горизонтального возвращающего усилия к вертикальной нагрузке, угол между равнодействующей сил и ее нормальной проекцией в точках контакта); предложена принципиальная схема и метод расчета замыкателей касательных сил, которые представляют собой устройство, обеспечивающее устойчивую работу опор вне зависимости от изменения угла трения; разработана конструкция механизма для уравновешивания сил инерции ножа жатки.

Достоверность результатов и выводов настоящей работы подтверждена удовлетворительной сходимостью с проведенными авторами экспериментами на моделях.

### Оценка влияния неуравновешенного рабочего органа на основные параметры вибрации агрегата

Рассмотрим влияние неуравновешенного ножа жатки на вибрацию всего жатвенного агрегата комбайна. Примем трехмерную подвижную систему координат  $XOYZ$ , размещенную в центре масс системы, и обозначим:  $M$  – массу всего агрегата;  $m$  – массу подвижной части ножа;  $J_Z$  – момент инерции относительно оси  $Z$ ;  $v$  – расстояние по оси  $X$  от ножа жатки до поперечной оси  $OY$ ;  $C_1$  – поперечную жесткость пневмокопелес;  $C_2$  – угловую жесткость колес при повороте относительно вертикальной оси  $Z$ ;  $S$  – перемещение ножа жатки. Запишем примерное уравнение ножа:

$$S = \alpha_o l_1 (1 - \cos \phi) = \alpha_o l_1 (1 - \cos \omega t),$$

где  $\alpha_o$  – угол наклона цапфы главного вала механизма качающейся шайбы, рад;  $\omega$  – угловая скорость этого вала;  $l_1$  – плечо рычага вала.

Скорость и ускорение ножа определяются выражениями

$$\dot{S} = \alpha_o l_1 \omega \sin \omega t,$$

$$\ddot{S} = \alpha_o l_1 \omega^2 \cos \omega t.$$

Формула силы инерции при движении ножа имеет вид

$$F^u = -m\ddot{S} = -\omega^2 m \alpha_o l_1 \cos \omega t.$$

Перенесем силу инерции ножа на ось  $OY$ . Согласно лемме Пуансо, в связи с переносом силы  $F^u$  дополнительно возникает момент относительно оси  $Z$ , равный

$$M^u = -vm \alpha_o l_1 \omega^2 \cos \omega t.$$

Так как агрегат имеет упругие связи с почвой, от сил инерции ножа возникают колебания: поперечные по оси  $Y$  и угловые движения – поступательное и вращательное.

$$M\ddot{y} = -C_1 y - m \alpha_o l_1 \omega^2 \cos \omega t,$$

$$J_z \ddot{\psi}_z = -C_2 \psi_z - vm \alpha_o l_1 \omega^2 \cos \omega t.$$

После преобразований получим два независимых дифференциальных уравнения вынужденных колебаний:

$$\ddot{y} + k_1^2 y = -H_1 \omega^2 \cos \omega t, \quad (1)$$

$$\ddot{\psi}_z + k_2^2 \psi = -H_2 \omega^2 \cos \omega t, \quad (2)$$

где  $k_1^2 = \frac{C_1}{m}$  – квадрат круговой частоты поперечных колебаний;  $k_2^2 = \frac{C_2}{J_z}$  – квадрат круговой частоты угловых колебаний;  $H_1 = \frac{m}{M} \alpha_o l_1$  – амплитуда возмущающих поперечных сил;  $H_2 = \frac{m \omega l_1}{J_z} \alpha_o$  – амплитуда возмущающих сил угловых колебаний.

Левые части уравнений зависят от начальных условий. Так как в системе всегда есть диссипативные силы, колебания

$$-A_1 \omega^2 \cos \omega t + A_1 K_1^2 \cos \omega t = -H_1 \omega^2 \cos \omega t. \quad (3)$$

Приравнявая коэффициенты при одинаковых косинусах, получим выражение для амплитуды вынужденных колебаний:

$$A_1 = \frac{H_1}{1 - \left(\frac{K_1}{\omega}\right)^2}. \quad (4)$$

По аналогии, решая уравнение (2), получим формулу для определения амплитуды угловых колебаний:

$$A_2 = \frac{H_2}{1 - \left(\frac{K_2}{\omega}\right)^2}. \quad (5)$$

В формулах (4) и (5) частота возмущающих сил  $\omega$  зависит от частоты собственных колебаний.  $K_1$  и  $K_2$  имеют зависимость от 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, прихо-

быстро затухают, поэтому определять их мы не будем. При определении вынужденных колебаний делается предположение, что уравнение этих колебаний известно. Решим уравнение (1). Допустим, что решение имеет вид

$$y = A_1 \cos \omega t.$$

Найдем первую и вторую производные от (2):

$$\dot{y} = -A_1 \omega \sin \omega t,$$

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

Подставим все значения в (1):

дящейся на каждое колесо. Вынужденная круговая частота  $\omega$  при скорости вращения главного вала  $n = 500 \text{ мин}^{-1}$  равна  $52 \text{ с}^{-1}$ .

Как видно из формул (4) и (5), если собственная частота ( $K_1$  и  $K_2$ ) существенно меньше или больше  $\omega$ , то амплитуда колебаний при вибрации невелика, а если эта частота окажется близкой к частоте ножа, то амплитуда может возрасти теоретически до бесконечности.

Поперечные колебания по оси  $Y$  совершаются перпендикулярно продольной оси  $X$ . Угловые колебания происходят по дугам окружностей, радиус в каждой точке которых равен расстоянию от нее до оси  $Z$ . В связи с этим на продольной оси  $X$  агрегата с одной стороны от оси  $Z$  колебания суммируются, с другой стороны – вычитаются.

### Проектирование уравновешивающего механизма ножа жатки

Уравновешивающий механизм предназначен для уравновешивания сил инерции ножа жатки и сил тяжести, если агрегат работает на косогорах. Ниже предлагается опора (разработана при участии В.Т.

Аксютенкова) для уравновешивания сил инерции звеньев с возвратно-поступательным движением на примере ножа жатки.

**Кинематические и динамические характеристики жатки**

Для привода ножа жатки применяют различные механизмы. Закон движения ножа зависит от типа механизма. Однако если уравнивающий груз движется по такому же закону, что и нож, тип механиз-

$$y_H = \alpha_0 l_1 (1 - \cos \phi) = \alpha_0 l_1 (1 - \cos \omega t), \tag{6}$$

где  $\alpha_0$  – угол наклона цапфы главного вала механизма качающейся шайбы, рад;  $\omega$  – угловая скорость этого вала;  $l_1$  – плечо рычага выходного вала.

Выразим скорость и ускорение ножа как первую и вторую производные от (6) по времени:

ма привода не отражается на уравновешивании. Принимаем следующий закон движения ножа (закон движения кулисы синусного механизма):

$$\dot{y}_H = \alpha_0 l_1 \omega^2 \sin \omega t, \tag{7}$$

$$\ddot{y}_H = \alpha_0 l_1 \omega^2 \cos \omega t. \tag{8}$$

По выражениям (6 - 8) проведем расчет и построим графики (рис. 1).

Кинематические характеристики ножа жатки:

$\phi^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
$y_H (м)$	0	0,005	0,019	0,0381	0,057	0,071	0,0762
$\dot{y}_H \frac{м}{с}$	0	0,95	1,65	1,91	1,65	0,95	0
$\ddot{y}_H \frac{м}{с^2}$	-95	-78	-47,6	0	47,6	78	95
$\phi^\circ$		210	240	270	300	330	360
$y_H (м)$		0,071	0,057	0,0381	0,019	0,005	0
$\dot{y}_H \frac{м}{с}$		-0,95	-1,65	-1,91	-1,65	-0,95	0
$\ddot{y}_H \frac{м}{с^2}$		78	47,6	0	-47,6	-78	-95

Зная кинематические характеристики ножа жатки, можно определить некоторые силовые и динамические параметры. Основными силами, которые оказывают сопротивление при движении ножа, являются сила резания и силы трения между подвижными элементами и неподвижными. Сила резания при средней урожайности, по данным различных исследований, составляет примерно 340 Н на один метр ширины захвата жатки.

Для пятиметровой жатки сила резания равна около 1700 Н. Из опыта силу трения принимаем 300 Н. Тогда суммарное сопротивление составит  $F_C = 2000 Н$ .

Принимая силу сопротивления величиной постоянной, мгновенную мощность сил сопротивления выразим уравнением

$$N = F_C \cdot \dot{y} = F_C \cdot \alpha_0 l_1 \omega \sin \omega t, \tag{9}$$

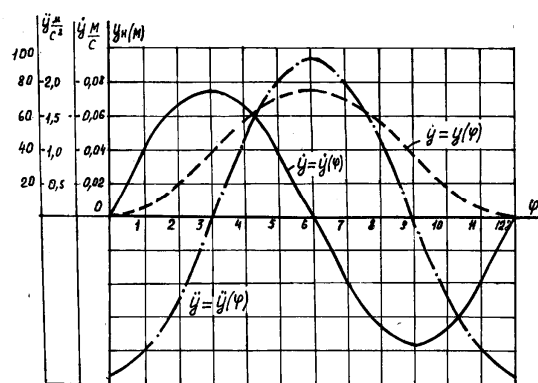


Рис. 1. Кинематические характеристики ножа жатки

что равно мощности от приведенного момента движущих сил:

$$N' = M^{np} \omega. \tag{10}$$

Приравнявая (9) и (10), получим:

$$M^{np} = F_C \cdot \alpha_0 l_1 \sin \omega t. \tag{11}$$

С учётом того, что  $\omega t = \varphi$ , элементарная работа сил полезного сопротивления

$$A_{n.c.} = \int_0^{\varphi} M^{np} d\varphi = F_C \alpha_0 l_1 \sin \varphi d\varphi;$$

$$M^{np} \varphi = -F_C \alpha_0 l_1 \cos \varphi \Big|_0^{\varphi} = -F_C \alpha_0 l_1 (\cos \varphi - 1) = F_C \alpha_0 l_1 (1 - \cos \varphi)$$

Подставим численные значения:

$$A_{п.с.} = 200 \cdot 0,0381(1 - \cos \varphi) = 76,2(1 - \cos \varphi). \quad (13)$$

Проведем расчет, полагая, что за период установившегося движения для жатки можно принять один ход ножа. Так как момент движущих сил есть величина постоянная, а работа изображается прямой

ния определится как

линей, то из условия пропорциональности вычислим работу движущих сил и избыточную работу.

Показатели работы жатки:

$\varphi^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
$A_{n.c.}$ (Дж)	0	10,2	38,1	76,2	114,3	142,2	152,4
$A_{n.c.}^u$ (Дж)	0	25,4	50,8	76,2	101,6	127	152,4
$\Delta A = \Delta T$	0	15,2	12,7	0	-12,7	-15,2	0

### Теория и конструкция уравновешивающего механизма с механическим принудительным приводом

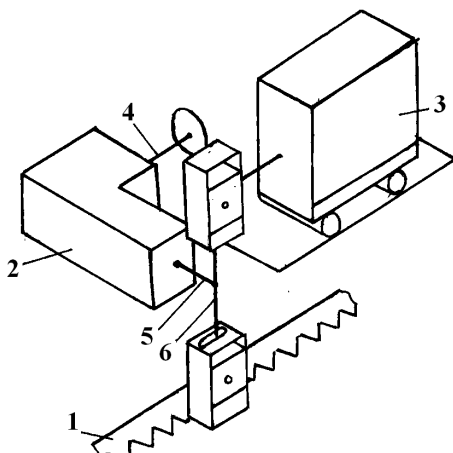


Рис. 2. Схема механизма

На рис. 2 изображена принципиальная схема уравновешивающего механизма (вариант 1), где 1 – нож с кулисой; 2 – механизм привода; 3 – уравновешивающий механизм; 4 – ведущий вал; 5 – ведомый вал; 6 – двуплечий рычаг.

Выходной рычаг привода ножа имеет форму двуплечего рычага: одно плечо приводит в движение нож, а второе (верхнее) – это уравновешивающий механизм. Нож и уравновешивающий груз, взаимно уравновешиваясь, будут совершать перемещения в противоположные стороны.

Механизм (рис. 3) состоит из неподвижной нижней плиты (основания) 1, в которой выполнены две цилиндрические вогнутые поверхности постоянного радиуса  $R$ , и такой же верхней плиты 2. Между плитами 1 и 2 установлены две стойки 3, каждая из которых состоит из двух цилиндрических роликов 4 радиуса  $r$ , 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  $r$ :  $R=2r$ . С целью соосной установки плит и стоек, а также для 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 этих пазах размещаются цилиндрические замыкатели 12, укрепленные в пластинах 5.

Работает опора следующим образом. При отклонении верхней плиты от положения статического равновесия в любую сторону, например вправо на величину  $u$ , стойки 3 наклоняются на угол  $\varphi$ . Замыкатели 12 перемещаются по пазам, не пре-

пятствую перекачиванию выпуклых и во-

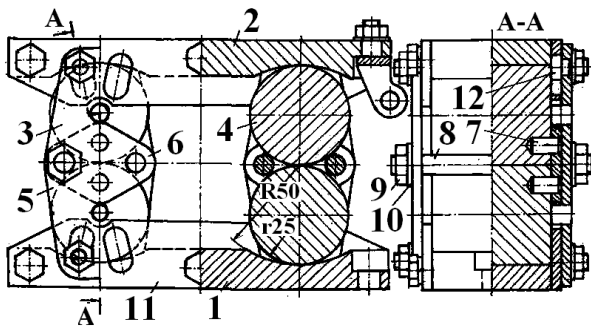


Рис. 3. Устройство механизма

гнутых поверхностей и не давая им возможности проскальзывать.

Принцип работы замыкателя в данном частном случае следующий. Из геометрии и кинематики известно: если  $R = 2r$ , то любая точка на окружности радиуса  $r$ , катящейся по окружности радиуса  $R$  внутри нее, движется по диаметру большой окружности. Следовательно, если ось паза, жестко связанного с окружностью радиуса  $R$ , расположить по направлению диаметра этой окружности, то замыкатель будет перемещаться вдоль этого паза.

$$\sin \varphi_{\max} = \frac{x_{\max}}{L} = \frac{38,1}{100} = 0,381 \quad \varphi_{\max} = 22,4^\circ .$$

Середина стойки (центр масс) перемещается только в горизонтальной плоскости на величину  $\frac{x_{\max}}{2} = 19,05 \text{ мм}$ . Масса

нижней и верхней плиты с пластинами равна 2 кг. Масса одной стойки - 2,5 кг. Приведенная масса, создающая силу инерции, равна

$$2 + 2 \cdot 0,5 \cdot 2,5 = 4,5 \text{ кг} .$$

Момент инерции одной стойки  $J_x = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Ввиду малости им можно пренебречь. Ориентировочно считается, что масса ножа составляет 2,2 кг на метр ширины захвата жатки - 5 м (наиболее часто применяемая в комбайнах), то есть масса ножа равна 11 кг.

Для уравнивания этой массы необходимо на верхнюю плиту уравнивающего механизма навесить балластный груз, равный 6,5 кг. Чтобы приблизить центр масс по высоте к центру масс ножа и тем самым уменьшить момент сил инерции, балластный груз целесообразно вы-

Запишем три формулы из работ [1 - 3]:

$$x_s = L \sin \varphi , \quad (14)$$

$$y_s = 4r - (4r - L) \cos \varphi , \quad (15)$$

$$\operatorname{tg} \theta = \left( 1 - \frac{4r}{L} \right) \operatorname{tg} \varphi . \quad (16)$$

В предлагаемой конструкции  $L = 4r$ . Тогда из формулы (15) вытекает, что  $y = 4r = \text{const}$ . Это значит, что верхняя плита может двигаться только по прямой линии, параллельной опорной поверхности нижней плиты. Из формулы (16) видно, что в этом случае  $\operatorname{tg} \theta = 0$ . Если нижняя плита параллельна горизонту, горизонтальная сила равна нулю.

*Геометрические и статические параметры уравнивающего механизма.* Ход ножа жатки - 76,2 мм, амплитуда - 38,1 мм. В конструкции механизма принято:  $R = 50 \text{ мм}$ ,  $r = 25 \text{ мм}$ ,  $L = 4r = 100 \text{ мм}$ . Из формулы (14) находим:

полнить в форме лотка или ящика, опрокинутого вверх дном. Дно ящика должно быть тонким, а вертикальные стенки - массивными.

Определим силы инерции при работе жатки, которые будут действовать на рычаг механизма качающейся вилки в месте его соединения с ножом, а также с уравнивающим механизмом. Максимальная сила инерции при максимальных ускорениях в положениях кривошипа 0 и 180°

$$(a_{\max} = \ddot{y}_{\max} = 95 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}) \text{ равна}$$

$$F^U = m \cdot a_{\max} = 11 \cdot 95 = 1045 \text{ Н} = 1,05 \text{ кН} .$$

При установке уравнивающего механизма на ведомый вал механизма качающейся шайбы силы инерции уравниваются, резко снижается вибрация комбайна. Возможна небольшая вибрация за счет момента инерционных сил, так как силы инерции ножа и уравнивающего механизма не лежат на одной прямой.

Влияние уравнивающего механизма на неравномерность вращения звена привода. Приведенный момент инерции

$$J^{np} = \frac{(m_1 + m_2) \cdot y_H^2}{\omega^2} = \frac{(11+11)}{50^2} \cdot y^2 = 8,8 \cdot 10^{-3} y^2, \quad (17)$$

где  $m_1$  – масса ножа;  $m_2$  – приведенная подвижная масса уравнивающего механизма;  $\omega$  – угловая скорость ведущего вала привода;  $y$  – скорость ножа.

массы ножа жатки и уравнивающего механизма определяется по формуле

Результаты расчета для одного хода ножа (влияние скорости на приведенный момент инерции):

$\varphi^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
$J^{np} \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	0	7,94	24	32,1	24	7,94	0

Используя известную методику, строим диаграмму энергомасс. Анализируя ее, находим значение момента инерции маховика:  $J_M = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Для сравнения

определили момент инерции маховика без уравнивающего механизма – он оказался в 1,3 раза меньше.

### Инерционный привод уравнивающего механизма

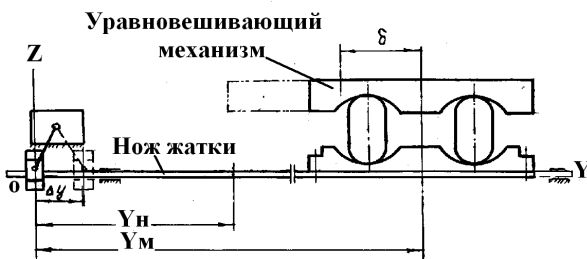


Рис. 4. Схема уравнивающего механизма

Рассмотрим схему уравнивающего механизма (вариант 2), в котором нижняя плита жестко укреплена на ноже жатки, а верхняя плита и стойка могут совершать колебания относительно ножа (рис. 4). Пусть нож находится в левом крайнем положении.

Введем обозначения:  $m_H$  – приведенная масса ножа вместе с нижней плитой механизма;  $m_M$  – приведенная масса механизма;  $y_H$  – координата центра масс ножа;  $y_M$  – координата центра масс подвижных частей механизма;  $y_C$  – координата центра масс системы.

Определим начальное положение центра масс:

$$m_H \cdot y_H + m_M \cdot y_M = (m_H + m_M) y_C, \quad (19)$$

$$y_C = \frac{m_H \cdot y_H + m_M \cdot y_M}{m_H + m_M}. \quad (20)$$

Далее нож переместится вправо на величину  $\Delta y$ , а подвижные части уравнивающего механизма – влево относительно ножа на величину  $\delta$ . Новые координаты запишутся в следующем виде:

$$y_H' = y_H + \Delta y; \quad (21)$$

$$y_M' = y_M + \Delta y - \delta. \quad (22)$$

Координата центра масс может быть вычислена по выражению

$$y_C' = \frac{m_H \cdot (y_H + \Delta y) + m_M \cdot (y_M + \Delta y - \delta)}{m_H + m_M}. \quad (23)$$

Как известно, внутренние силы изменить положение центра масс не могут. Чтобы центр масс не изменил своего положения,  $y_C' = y_C$ . Приравняем правые части (20) и (23). Так как знаменатели в этих выражениях равны, приравняем числители:

$$m_H \cdot y_H + m_M \cdot y_M = m_H \cdot (y_H + \Delta y) + m_M \cdot (y_M + \Delta y - \delta). \quad (24)$$

Выразим  $\delta$ . После преобразований получим:

$$\delta = \left( \frac{m_H}{m_M} + 1 \right) \cdot y. \quad (25)$$

Из формулы (25) следует, что относительное перемещение подвижных частей уравновешивающего механизма  $\delta$  зависит от отношения масс ножа и механизма. Это перемещение всегда больше перемещения ножа. Если принять  $\frac{m_H}{m_M} = 1$  (приведенная масса подвижных частей механизма равна массе ножа), то отношение перемещения  $\delta$  к поперечному перемещению ножа  $\Delta y$  равно 2. Если ход ножа  $\Delta y$  составляет 76,2 мм, то ход уравновешивающего механизма  $\delta = 152,4 \text{ мм}$ . Габаритные размеры такого механизма будут больше, чем размеры механизма с принудительным приводом.

### Заключение

Настоящая статья завершила цикл опубликованных ранее работ [1 - 4], что интегрально обосновало общие выводы:

1. Разработаны теоретические основы устойчивости равновесного состояния системы на стойках с высшими кинематическими парами.

2. Предложена принципиально новая конструкция опор с высшими кинематическими парами, в которых скольжение заменено перекачиванием выпуклых цилиндрических поверхностей по вогнутым поверхностям, что существенно увеличило износостойкость рабочих поверхностей опор.

3. Выявлены основные характеристики для оценки качественных показателей опоры возвратно-поступательного движения: траектория движения верхней плиты; отношение возвращающего усилия к вер-

Кроме того, при работе жатки на косогах появляется внешняя сила от веса ножа, и уравновешивание инерционных сил будет неполным.

Выводы:

1. Если нож жатки не уравновешен, то при возвратно-поступательном его движении возникают виброколебания всего жатвенного агрегата.

2. Амплитуда виброколебаний зависит от отношения собственной и вынужденной частот: при  $\frac{K_1}{\omega}$  или  $\frac{K_2}{\omega}$ , близком к единице, амплитуда теоретически может возрастать до бесконечности.

3. Установка уравновешивающего механизма исключает возникновение виброколебаний, источником которых является нож жатки.

тикальной нагрузке (тангенс угла возврата); угол между равнодействующей сил и ее нормальной проекцией в точках контакта (угол сцепления).

4. Разработана принципиальная схема и метод расчета замыкателей касательных сил – устройства, обеспечивающего устойчивую работу опоры вне зависимости от изменения угла трения.

5. Предложены элементы конструкции опор с высшими кинематическими парами и методика их прочностных расчетов.

6. При статических и динамических стендовых испытаниях опор расчетные характеристики подтвердились.

7. Разработана конструкция опоры с высшими кинематическими парами для использования в механизме уравновешивания сил инерции и сил тяжести ножа жатки.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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. Аксютенков, В.Т. Буксовая направляющая с элементами качения / В.Т. Аксютенков, А.В. Титенок, А.К. Тимаков // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2010. - № 4. - С. 50-54.



- 
- |  |   |
|--|---|
| <p>4. Титенок, А.В. Экспериментальное определение статических и динамических характеристик опор с высшими кинематическими парами /</p> <p>1. Aksyutenkov, V.T. Bearings of reciprocating motion with higher kinematic pairs / V.T. Aksyutenkov, A.V. Titenok, A.K. Timakov // <i>Bulletin of Bryansk State Technical University</i>. - 2009. - № 2. - pp. 49-52.</p> <p>2. Aksyutenkov, V.T. Expansion of characteristics range in bearings with higher kinematic pairs / V.T. Aksyutenkov, A.V. Titenok, A.K. Timakov // <i>Bulletin of Bryansk State Technical University</i>. - 2010. - № 1. - pp. 31-35.</p> | <p>А.В. Титенок // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2017. - № 2. - С. 85-92.</p> <p>3. Aksyutenkov, V.T. Axlebox guide with elements of rolling motion / V.T. Aksyutenkov, A.V. Titenok, A.K. Timakov // <i>Bulletin of Bryansk State Technical University</i>. - 2010. - № 4. - pp. 50-54.</p> <p>4. Titenok, A.V. Experimental definition of static and dynamic characteristics of bearings with higher kinematic pairs / A.V. Titenok // <i>Bulletin of Bryansk State Technical University</i>. - 2017. - № 2. - pp. 85-92.</p> |
|--|---|

*Статья поступила в редколлегию 23.05.17.*

*Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета  
Киричек А.В.*

#### **Сведения об авторе:**

**Титенок Александр Владимирович**, д.т.н., профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и инженерная экология» Брянского государственного аграрного университета, e-mail: [titenok@bk.ru](mailto:titenok@bk.ru).

**Titenok Alexander Vladimirovich**, D. Eng., Prof of the Dep. "Life Safety and Engineering Ecology", Bryansk State Agricultural University, e-mail: [titenok@bk.ru](mailto:titenok@bk.ru).