

ДИНАМИКА СКОРОСТНОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Мудров А.Г.

Реферат. Аппарат имеет ряд преимуществ перед аппаратами косилочного типа, а именно, высокие скорости резания и отсутствие трения между сегментами и противорежущими пластинами. Резание стеблей происходит на первой половине оборота, вторая половина является холостым ходом, это приводит к неравномерному вращению кривошипов и к колебаниям рамы, что нежелательно. Устранить колебания предложено введением в привод режущего аппарата двухкривошипного пространственного механизма, имеющего такую же неравномерность, как и у режущего аппарата, в результате суммарный момент, действующий на раму, практически равен нулю. Режущий аппарат показал высокие показатели при производственной проверке на резании стеблей кукурузы на силос в составе силосоуборочного комбайна КС-1,8 «Вихрь».

Ключевые слова: Режущий аппарат, кривошипы, уравнивание, пространственный механизм, скорость резания.

Введение. В зерноуборочных, силосоуборочных комбайнах и жатках используются режущие аппараты косилочного типа, которые сдерживают возможность повышения рабочих скоростей из-за некачественного среза стеблей, увеличения потерь не срезанными и выдернутыми стеблями. Кроме этого, при возвратно-поступательном движении ножевой полосы возникают большие динамические давления и значительные силы трения между ножевой полосой и противорежущими пластинами, что существенно снижает ресурс, и надежность работы [1,2,3]. Другие типы режущих аппаратов не нашли широкого применения в этих комбайнах.

Проблема повышения рабочих поступательных скоростей должна решаться, в том числе и путем создания новых типов режущих аппаратов с высокими скоростями резания, обладающими достаточной жесткостью и надежностью в работе.

Условия, материалы и методы исследований. Была предпринята попытка использовать в режущем аппарате круговое движение ножевой полосы, являющейся шатуном плоского параллелограммного механизма [4]. Для устранения «мертвых положений», был введен на пальчатом брусе круговой паз с роликом.

Однако такая схема имеет много недостатков: круговой паз и движущийся по его внутренней поверхности ролик усложняет конструкцию режущего аппарата и вызывает сомнения в его работоспособности, так как абразивные частицы, попадая в зону паза, заклинивают ролик в направляющих и приводят к быстрому износу этой пары (в лучшем случае). Изолировать паз и ролик от абразивной среды технически не представляется возможным.

Кроме этого, ножевая полоса имеет вращение с неравномерной угловой скоростью, создавая колебания рамы, ухудшая процесс резания, увеличивая нагрузку на детали режущего

аппарата, снижая ресурс работы и отрицательно влияя на здоровье оператора жатвенной машины.

При большой длине ножевой полосы жесткость режущего аппарата трудно обеспечить из-за кольцевого паза и ролика в его пазе, кроме всего в паре ролик – паз увеличатся силы трения, что приведет к увеличению энергозатрат на привод режущего аппарата.

Идея использования кругового движения ножевой полосы представляется перспективной при условии устранения указанных недостатков.

Цель работы – усовершенствовать режущий аппарат данного типа, устранить существенные недостатки: исключить «мертвые положения механизма» простым решением, устранить колебания рамы от неравномерного вращения кривошипов, увеличить КПД, жесткость, ресурс, и надежность работы, изготовить экспериментальный образец и проверить его в действии.

Анализ и обсуждение результатов исследований. Нами принята за основу схема режущего аппарата с круговым движением ножевой полосы, являющейся шатуном плоского параллелограммного механизма. Однако у этого механизма звенья занимают два положения, при которых кривошипы и шатун располагаются на общей прямой (мертвые положения). При выходе из мертвых положений параллелограмм может превратиться в антипараллелограмм, а в таком виде он не может использоваться для привода режущего аппарата.

В известном устройстве [4] для устранения мертвых положений был введен круговой паз с роликом, но в таком исполнении работоспособность режущего аппарата вызывает сомнения.

Для устранения первого недостатка режущего аппарата нами вместо кругового паза с роликом введен третий кривошип по всем па-

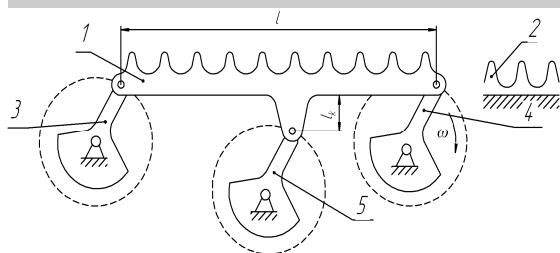


Рисунок 1 – Схема режущего аппарата

раметрам аналогичный двум концевым кривошипам. При этом кривошип шарнирно связан с ножевой полосой и неподвижным брусом, а шарнир связи с ножевой полосой вынесен с линии концевых шарниров ножевой полосы на расстояние l_k , равное $0,1 \dots 0,2$ длины l подвижного ножа, т.е. $l_k = (0,1 \dots 0,2)l$ [5].

Схема предложенного режущего аппарата с круговым движением ножевой полосы показана на рисунке 1. Он состоит из подвижной ножевой полосы 1 (шатун параллелограммного механизма) с режущими элементами, противорежущего бруса 2, концевых кривошипов 3 и 4, третьего кривошипа 5. Шарнир связи третьего кривошипа 5 отстоит от линии концевых шарниров ножевой полосы на расстоянии l_k , равное $0,1 \dots 0,2$ длины l подвижной ножевой полосы 1, т.е. $l_k = (0,1 \dots 0,2)l$.

Все шарнирные соединения кривошипов и ножевой полосы выполнены на стандартных подшипниках качения, у которых высокий КПД и гарантированная защита от абразивной среды. В этом режущем аппарате трение между ножевой полосой и противорежущим брусом отсутствует, зазор регулируется перемещением противорежущего бруса.

При работе режущего аппарата резание стеблей происходит на первой половине оборота ножевой полосы, вторая половина оборота является холостым ходом. В результате ножевая полоса с кривошипами вращаются с неравномерной скоростью даже в том случае, когда механизм является полностью уравновешенным противовесами, при этом возникает неуравновешенный момент на раме аппарата, что нежелательно.

Для устранения этого существенного недостатка нами предложен передаточный механизм с такой же неравномерностью вращения, как и у режущего аппарата, в результате чего моменты от неравномерного вращения суммируются и на раму не действуют.

Из большого разнообразия механизмов необходимо выбрать такой, который бы удовлетворял функциональным требованиям, был прост по конструкции, надежен и работоспособен в полевых условиях.

Всем требованиям отвечает пространственный двухкривошипный механизм с вращательными шарнирами, оси шарниров кото-

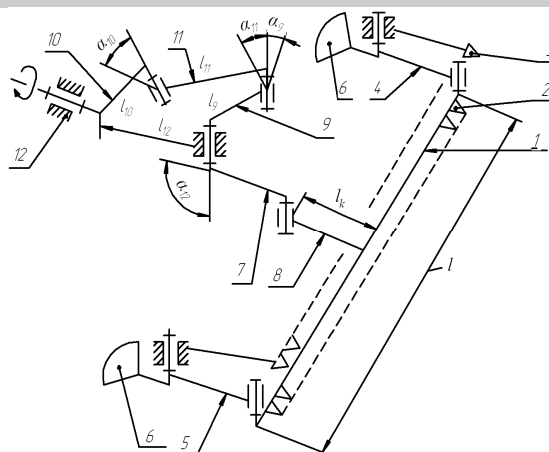


Рисунок 2 – Схема режущего аппарата

рого не параллельны и не пересекаются, впервые о механизме опубликована статья в 1903 г. английским математиком Беннеттом, именем которого и называется механизм [6].

Многие отечественные и зарубежные ученые теоретически исследовали этот механизм, но никто из них не мог изготовить не только натуральный образец, но и модель, кстати, и в настоящее время. Это удалось сделать только ученым кафедры ТММ КГСХА. В практическом использовании в самых разнообразных функциях ему сейчас нет равных среди множества механизмов.

В этой статье описывается одна его из функций – выравнивание неравномерного вращения и передача движения под углом.

Режущий аппарат (рисунок 2) включает подвижную ножевую полосу 1, на которой закреплены режущие ножи-сегменты 2, неподвижный противорежущий брус 3 с противорежущими сегментами. На концах противорежущего бруса 3 шарнирно установлены два кривошипа 4 и 5 с закрепленными на них противовесами 6. Кривошипы 4 и 5 шарнирно соединены с подвижной ножевой полосой 1.

В режущем аппарате для устранения мертвых положений введен третий кривошип 7, равный по параметрам двум кривошипам 4 и 5. Кривошип 7 шарнирно связан с рычагом 8 подвижной ножевой полосы 1, и жестко закреплен с ведомым кривошипом 9 пространственного механизма, при этом длина l_k рычага 8 принята равной $0,1 \dots 0,2$ длины l ножевой полосы 1, т.е. $l_k = (0,1 \dots 0,2)l$.

Приводной механизм включает ведомый 9 и ведущий 10 кривошипы, шатун 11 и стойку 12. Кривошипы 9 и 10 имеют одинаковый угол скрещивания геометрических осей их шарниров, т.е. $\alpha_9 = \alpha_{10}$ и кратчайшее расстояние между этими осями, т.е. $l_9 = l_{10}$. Скрещивающиеся оси это оси, которые не параллельны и нигде не пересекаются.

Шатун 11 имеет угол скрещивания осей шарниров α_{11} , равный углу α_{12} скрещивания

осей шарниров стойки 12 (осей вращения валов кривошипов 9 и 10). Длина шатуна l_{11} равна кратчайшему расстоянию l_{12} между геометрическими осями шарниров стойки 12 (осей вращения валов кривошипов 9 и 10) механизма, т.е. $l_{11}=l_{12}$.

Параметры механизма связаны соотношением:

$$l_{9(10)}/\sin \alpha_{9(10)}=l_{11(12)}/\sin \alpha_{11(12)}. \quad (1)$$

Режущий аппарат работает следующим образом. От вала отбора мощности или другого источника привода движение передается ведущему кривошипу 10, шатуну 11 и ведомому кривошипу 9. Поскольку вал ведомого кривошипа 9 жестко соединен с валом кривошипом 7, который шарнирно соединен с рычагом 8 ножевой подвижной полосы 1, то круговое движение передается ножевой полосе 1 и концевым кривошипам 4 и 5. Сегменты 2 срезают стебли, попадающие в раствор сегментов противорежущего бруса при первой половине оборота ножевой полосы, вторая половина оборота ножевой полосы является холостой.

При резании стеблей угловая скорость ножевой полосы снижается, затем при холостом ходе увеличивается, в результате вращение ножевой полосы будет неравномерным.

Степень неравномерности вращения ножевой полосы определяется выражением:

$$\delta = Pr(\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2) / J\omega^2, \quad (2)$$

где P - усилие резания стеблей, Н;

r - радиус вращения кривошипов, м;

$\varphi_{1,2}$ –углы в пределах, которых происходит резание стеблей;

J – момент инерции вращающихся звеньев, кг·м²;

ω – угловая скорость вращения ножевой полосы, с⁻¹.

От неравномерного вращения ножевой полосы на раму режущего аппарата будет действовать момент, определяемый выражением:

$$M = - Pr/\pi + Pr\sin\varphi - \varepsilon J, \quad (3)$$

здесь первое слагаемое Pr/π –активный момент, величина которого постоянна; $Pr\sin\varphi$ - момент от сил резания стеблей; εJ - момент от неравномерного вращения ножевой полосы с кривошипами. В результате рама режущего аппарата под действием этого момента будет совершать колебательные движения, которые отрицательно действуют на прочность, долговечность деталей, и на работу режущего аппарата в целом. Закон изменения угловой скорости ножевой полосы, следовательно, и момента близок к синусоидальному характеру.

Переменный момент, действующий на ра-

му необходимо уменьшить, для этой цели использован передаточный пространственный механизм с особой структурой звеньев и соотношением параметров.

За счет такого особого расположения осей шарниров кривошипов и шатуна со стойкой при вращении ведущего кривошипа 10 с постоянной угловой скоростью, ведомый кривошип 9, следовательно, кривошипы 7, 4, 5 и ножевая полоса 1 будут иметь переменную на одном обороте угловую скорость, определяемую выражением:

$$\omega_9 = c \cdot \omega_{10} / a - v \cdot \cos \varphi, \quad (4)$$

где $a=1-\cos\alpha_{10}\cdot\cos\alpha_{11}$, $v=\sin\alpha_{10}\cdot\sin\alpha_{11}$, $c=\cos\alpha_{11}\cdot\cos\alpha_{10}$; ω_{10} -угловая скорость ведущего кривошипа; φ –угол поворота ведущего кривошипа 10.

Степень неравномерности вращения ведомого кривошипа равна:

$$\delta = \pm 2 \sin \alpha_{10} \cdot \sin \alpha_{12} / \cos \alpha_{12} - \cos \alpha_{10}. \quad (5)$$

Закон изменения угловой скорости ведомого кривошипа механизма подобен закону изменения угловой скорости ножевой полосы режущего аппарата при резании. Таким образом, если соединить ведомый кривошип 9 механизма с ведущим кривошипом 7 режущего аппарата, то произойдет сложение угловых скоростей ведомого кривошипа и ведущего кривошипа режущего аппарата и ножевая полоса при резании, будет вращаться практически с постоянной угловой скоростью и момент, действующий на раму, будет практически отсутствовать.

Для осуществления указанного способа выравнивания необходимо сначала определить степень неравномерности δ вращения ножевой полосы режущего аппарата по выражению (2), а затем по найденному значению δ спроектировать передаточный механизм, т.е. найти параметры его звеньев.

Руководствуясь конструктивными соображениями, необходимо задаться параметрами стойки 12 механизма, т.е. α_{12} и l_{12} , а так как стойка и шатун 11 одинаковы по параметрам, то, следовательно, α_{11} и l_{11} тоже известны, т.е. $\alpha_{11}=\alpha_{12}$ и $l_{11}=l_{12}$. Затем следует определить параметры кривошипов 10 и 9, угол скрещивания и кратчайшее расстояние $\alpha_{10}=\alpha_9$ и $l_{10}=l_9$ в зависимости от степени неравномерности δ вращения ножевой полосы и параметров шатуна.

Угол скрещивания осей шарниров кривошипов определится выражением:

$$\alpha_{9(10)} = \arccos \frac{\delta^2 \cos \alpha_{11(12)} \pm 2 \sin^2 \alpha_{11(12)} \sqrt{4 + \delta^2}}{\delta^2 + 4 \sin^2 \alpha_{11(12)}}. \quad (6)$$

Для определения длины кривошипов используем выражение (1), из которого имеем:

$$\ell_{10(9)} = \ell_{11(12)} \cdot \sin \alpha_{10(9)} / \sin \alpha_{11(12)}. \quad (7)$$

Таким образом, выражения (6 и 7) определяют параметры кривошипов 10 и 9 механизма для выравнивания момента, действующего на раму режущего аппарата.

Пример конструктивного воплощения режущего аппарата.

Спроектируем режущий аппарат для резания стеблей кукурузы на силос. Принята ширина ℓ захвата ножевой полосы 0,9 м (0,9 м принята, равной половине ширины режущего аппарата силосоуборочного комбайна КС-1,8 для сравнения резания в производственных условиях), радиус кривошипов – 0,08 м, длина рычага $\ell_k = (0,1 \dots 0,2) \ell = 0,09 \dots 0,18$ м, принята $\ell_k = 0,170$ м., частота вращения ножевой полосы $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ($\omega = \pi n / 30 = 62,8 \text{ рад/с}$), момент инерции ножевой полосы с кривошипами $J = 0,13 \text{ кгм}^2$, период резания стеблей на углах поворота с $\varphi_1 = 18,5^\circ$ до $\varphi_2 = 161,5^\circ$, усилие резания стеблей кукурузы $P = 1920 \text{ Н}$.

При принятых параметрах режущего аппарата и усилие резания 1920 Н степень неравномерности вращения ножевой полосы при работе определится по формуле (2):

$$\delta = Pr(\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) / J \omega^2 = 1920 \times 0,08 (\cos 18,5^\circ - \cos 161,5^\circ) / 0,13 \times 62,8^2 = 1920 \times 0,08 \times 1,896 / 0,13 \times 3943,84 = 0,568.$$

Далее по степени $\delta = 0,568$ неравномерности вращения ножевой полосы необходимо спроектировать передаточный двухкривошипный механизм, у которого степень неравномерности ведомого кривошипа была бы равна 0,568. Исходя из конструктивных соображений и условий расположения вала источника привода у силосоуборочного комбайна КС1,8 прием угол $\alpha_{11(12)}$ скрещивания осей шарниров шатуна 11 и стойки 12 равным 45° и длину $\ell_{11(12)}$ шатуна 11 и стойки 12 равной 0,15 м = 150 мм.

По степени неравномерности $\delta = 0,568$ режущего аппарата и углу скрещивания $\alpha_{11(12)} = 45^\circ$ геометрических осей шарниров шатуна 11 и стойки 12 определяются недостающие параметры кривошипов 9 и 10, т.е. угол скрещивания осей шарниров $\alpha_{9(10)}$ и длину кривошипов $\ell_{9(10)}$ по выражениям (6 и 7).

$$\begin{aligned} \alpha_{9(10)} &= \arccos \frac{0,568^2 \cdot 0,7071 \pm 2 \cdot 0,7071^2 \sqrt{4 + 0,568^2}}{0,568^2 + 4 \cdot 0,7071^2} = \\ &= \arccos \frac{0,2281 \pm 0,9998 \cdot 2,079}{0,3226 + 1,9996} = \\ &= \arccos \frac{0,2281 \pm 2,0785}{2,3222} \end{aligned}$$

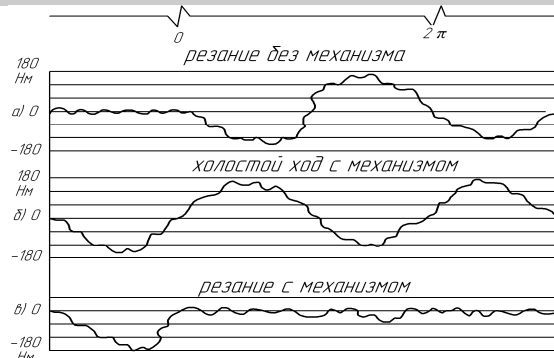


Рисунок 3 – Осциллограммы моментов на раме

Первое значение угла,

$$\begin{aligned} \alpha_{9(10)} &= \arccos \frac{0,2281 + 2,0785}{2,3222} = \\ &= \arccos \frac{2,3066}{2,3222} = \arccos 0,9933 = 6,63^\circ \end{aligned}$$

Второе значение угла

$$\begin{aligned} \alpha_{9(10)} &= \arccos \frac{0,2281 - 2,0785}{2,3222} = \\ &= -\arccos \frac{1,8504}{2,3222} = -\arccos 0,7968 = 142,83^\circ \end{aligned}$$

Длина кривошипа при первом значении угла $6,63^\circ$ определяется по выражению (7)

$$\ell_{9(10)} = \ell_{11(12)} \frac{\sin \alpha_{9(10)}}{\sin \alpha_{11(12)}} = 0,15 \frac{\sin 6,63^\circ}{\sin 45^\circ} = 0,15 \frac{0,1154}{0,7071} = 0,0244 \text{ м} = 24,4 \text{ мм}$$

Длина при втором значении угла $142,83^\circ$ составит:

$$\ell_{9(10)} = \ell_{11(12)} \frac{\sin \alpha_{9(10)}}{\sin \alpha_{11(12)}} = 0,15 \frac{\sin 142,83^\circ}{\sin 45^\circ} = 0,15 \frac{0,6041}{0,7071} = 0,128 \text{ м} = 128,1 \text{ мм}$$

Таким образом, приводной двухкривошипный механизм для выравнивания угловой скорости (момента, действующего на раму) имеет параметры кривошипов 9,10 и шатуна 11 (стойки 12) в двух вариантах. Первый вариант: $\alpha_9 = \alpha_{10} = 6,63^\circ$; $\alpha_{11} = \alpha_{12} = 45^\circ$; $\ell_9 = \ell_{10} = 24,4 \text{ мм}$; $\ell_{11} = \ell_{12} = 150 \text{ мм}$;

второй вариант: $\alpha_9 = \alpha_{10} = 142,83^\circ$; $\alpha_{11} = \alpha_{12} = 45^\circ$; $\ell_9 = \ell_{10} = 128,1 \text{ мм}$; $\ell_{11} = \ell_{12} = 150 \text{ мм}$.

Для проверки момента, действующего на раму режущего аппарата, проводились исследования на лабораторной установке, где колебания рамы записывались на осциллограф Н-115 через усилитель ТДН (рисунок 3).

Опыты проводились при частоте вращения кривошипов 300 мин^{-1} , перерезаемый материал – стебли кустарника диаметром 4-12 мм, влажность их 45 %. Записи колебаний проводились при резании без механизма (рисунок 3а), без резания с механизмом (рисунок 3б) и резание стеблей с механизмом (рисунок 3в). Опыты подтвердили теоретические выводы об устранении момента, действующего на раму.

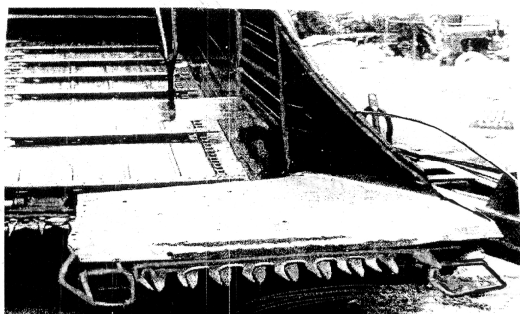


Рисунок 4 – Фото экспериментального режущего аппарата

Правильность определения параметров передаточного механизма можно определить по формуле (5), которая определяет степень неравномерности δ передаточного механизма, эта степень должна равняться степени неравномерности ножевой полосы: для первого варианта параметров механизма,

$$\delta = \pm 2 \frac{\sin \alpha_{10} \cdot \sin \alpha_{12}}{\cos \alpha_{12} - \cos \alpha_{10}} = \pm 2 \frac{\sin 6,63^{\circ} \cdot \sin 45^{\circ}}{\cos 45^{\circ} - \cos 6,63^{\circ}} =$$

$$= 2 \frac{0,1154 \cdot 0,7071}{0,7071 - 0,9933} = 2 \cdot 0,2847 = 0,569 ;$$

для второго варианта параметров механизма,

$$\delta = \pm 2 \frac{\sin \alpha_{10} \cdot \sin \alpha_{12}}{\cos \alpha_{12} - \cos \alpha_{10}} =$$

$$= \pm 2 \frac{\sin 142,83^{\circ} \cdot \sin 45^{\circ}}{\cos 45^{\circ} - \cos 142,83^{\circ}} =$$

$$= 2 \frac{0,6041 \cdot 0,7071}{0,7071 - (-0,7968)} = 2 \cdot 0,2841 = 0,568.$$

Как видно из определения степени неравномерности передаточного механизма, параметры, как первого, так и второго вариантов обеспечивают такую же неравномерность 0,569 и 0,568, как и у ножевой полосы режущего аппарата 0,568, следовательно, ножевая полоса будет иметь при работе постоянную угловую скорость вращения и колебания на

раму воздействовать не будут. Выбор варианта параметров зависит от технологии изготовления кривошипов, шатуна и стойки.

Предпочтение можно отдать первому варианту параметров механизма, поскольку здесь небольшая длина кривошипов, следовательно, малая масса их.

На рисунке 4 показано фото экспериментального режущего аппарата смонтированного на силосоуборочном комбайне КС-1,8, ширина ножевой полосы принята 0,9 м, т.е. равна половине ширины режущего аппарата КС-1,8. Это сделано для сравнения срезания стеблей кукурузы стандартным режущим аппаратом и экспериментальным.

Производственные полевые испытания полностью подтвердили эффективность экспериментального режущего аппарата, как по качеству среза, так и по качеству динамики работы.

Выводы. 1. Решена проблема устранения мертвых положений в скоростном режущем аппарате параллелограммного типа посредством введения третьего вынесенного кривошипа от линии боковых кривошипов на величину (0,1...0,2) от длины ножевой полосы.

2. Предложен и разработан способ устранения момента, действующего на раму, определена степень неравномерности вращения ножевой полосы при резании стеблей и по этой степени проектируются параметры двухкривошипного механизма с такой же степенью неравномерности вращения ведомого кривошипа.

Соединением в противофазе неравномерностей вращений ножевой полосы и ведомого кривошипа механизма выравнивается угловая скорость при резании стеблей и устраняется тем самым неуравновешенный момент на раме.

3. Экспериментальная проверка колебаний рамы и производственное исследование доказали перспективность и надежность работы скоростного режущего аппарата при резании толстостебельных культур и кустарника.

Литература

1. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов. - М.: Машиностроение, 1975. 311 с.
2. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин. Теория и расчет. - М.: Машиностроение, 1967. 167 с.
3. Reiners E. Der Mechanismus der Prallzerkleinerung beim geraden, zentralen Stoss und die Anwendung dieser Beanspruchungs art bei der Zerkleinerung von sproden Stoffen. Koin. 1962.
4. Авт. свид. СССР № 207528, Кл. 45 С 55/00, Опубл. 22.12.1967, Бюл. №2).
5. Решение о выдаче патента от 07.09.2016г. по заявке №2015126180 «Режущий аппарат жатвенных машин». Заявлено 26.10.2015. Заявители: КазГАСУ и А.Г.Мудров.
6. Bennett, G.T. A new mechanism. «Engineering», London, v.76, 1903, p.777-778.

Сведения об авторе:

Мудров Александр Григорьевич – доктор технических наук, e-mail: kgau@mail.ru
ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет», г. Казань, Россия

DYNAMICS OF SPEED CUTTING MACHINE

Mudrov A.G.

Abstract. The apparatus has a number of advantages over mower type machines, namely, high cutting speeds and the absence of friction between the segments and the opposing plates. Cutting stems occurs on the first half of the turn, the second half is idling, this leads to uneven rotation of the cranks and to the vibrations of the frame, which is undesirable. Removing the oscillations proposed by introducing into the drive of the cutting device a two-cranked spatial mechanism having the same unevenness as the cutting device, as a result, the total moment acting on the frame is practically zero. The cutting device showed high performance in the production inspection of cutting corn stalks for silage in the forage harvester KS-1.8 Vikhr”.

Key words: Cutting bar, cranks, balancing, spatial mechanism, cutting speed.

References

1. Reznik N.E. *Teoriya rezaniya lezviem i osnovy rascheta rezhuschikh apparatov*. [Theory of blade cutting and the basis for calculating of cutting machines]. - M.: Mashinostroenie, 1975. P. 311.
2. Bosoy E.S. *Rezhuschie apparaty uborochnykh mashin. Teoriya i raschet*. [Cutting machines for harvesting machines. Theory and calculation]. - M.: Mashinostroenie, 1967. P. 167.
3. Reiners E. Der Mechanismus der Prallzerkleinerung beim geraden, zentralen Stoss und die Anwendung dieser Beanspruchungs art bei der Zerkleinerung von sproden Stoffen. Koin. 1962.
4. Avt. svid. SSSR № 207528, Kl. 45 S 55/00, Opubl. 22.12.1967, Byul. №2. (Certificate of authorship of the USSR № 207528, Cl. 45 C 55/00, Published 22.12.1967, Bull. №2).
5. Reshenie o vydache patenta ot 07.09.2016g. po zayavke №2015126180 “Rezhuschiy apparat zhatvennykh mashin”. Zayavleno 26.10.2015. Zayaviteli: KazGASU i A.G.Mudrov. (Decision to grant a patent from 07.09.2016. On application No. 2105126180 “Cutting device for harvesting machines”. Declared 26.10.2015. Applicants: KazGASU and AGMudrov).
6. Bennett G.T. A new mechanism. “Engineering”, London, Vol.76, 1903, P. 777-778.

Authors:

Mudrov Aleksandr Grigorievich - Doctor of Technical Sciences, e-mailkgau@mail.ru
Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia.