

ЛИТЕРАТУРА

1. Трактор «Беларус 2522В / 2522ДВ / 2822ДЦ / 3022В / 3022ДВ» и его модификации. Руководство по эксплуатации / гл. ред. И.Н. Усс, отв. ред. А.Г. Стасилевич, отв. за выпуск О.Н. Наталевич. – ПО «Минский тракторный завод», 2008. – 394 с.

2. Синеоков, Г.Н. Проектирование почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков. – М.: Машиностроение, 1965. – 310 с.

3. Ким, Л. Х. Исследование схем навесных пахотных агрегатов: сб. науч. тр. / Л.Х. Ким. – М.: ВИСХОМ, 1975. – Вып. 85. – С. 70-97.

4. Горин, Г.С. Тяговая динамика и стабилизация МТА при движении со смещенной тяговой нагрузкой / Г.С. Горин, А.В. Захаров // Агропанорама, 2006. – № 3. – С. 31-35.

5. Протокол приемочных испытаний опытного образца плуга полунавесного оборотного ППО-8-40 №121Д 1/2-2010. – ГУ «БелМИС», 2010 – 28 с.

УДК 631.356.4

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 3.11.2014

## СНИЖЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ДВИЖУЩЕГО МОМЕНТА В ПРИВОДАХ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ УБОРОЧНЫХ МАШИН

Н. Л. Ракова, доцент, канд. техн. наук, Т. В. Бойко, канд. техн. наук, доцент, И. А. Тарасевич, ст. преподаватель (БГАТУ); А. С. Воробей, канд. техн. наук (РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»)

### Аннотация

*В статье приведены результаты исследования зависимости движущего момента от угла поворота кривошипа привода возвратно-поступательного движения рабочих органов. Предложен метод снижения величины и неравномерности движущего момента при помощи введения в привод пружинного разгрузателя. Установлено, что применение в приводе сдвоенного кривошипно-шатунного механизма с пружинными разгрузателями позволяют уменьшить величину движущего момента в 5,75 раза.*

*The article presents the results of a study based drive torque from the crank angle wire reciprocating motion of working bodies. The method to reduce the size and the uneven drive torque by means of the introduction of the drive spring unloader is proposed. It is found that the use of a dual-drive crank mechanism with spring unloader can reduce the amount of drive torque of 5.75 times.*

### Введение

Вопросы совершенствования существующих и создания новых конструкций уборочных машин различного назначения повышенной производительности и надежности тесно связаны с решением задач по снижению динамической нагруженности в приводах их рабочих органов. Срок службы, габаритные размеры, материалоемкость изделий и другие характеристики в значительной мере определяются параметрами приводов. Недостаточное внимание к этому вопросу на фоне общей тенденции к повышению скоростей и, как следствие, динамических нагрузок приводит к увеличению массы машин, большим потерям вследствие простоя на ремонте.

Наибольшее применение в технике получили приводы рабочих органов вращательного и возвратно-поступательного движений. Приводам машин, содержащим колеблющиеся рабочие органы, присущи знакопеременные инерционные силы, которые нагружают функциональные элементы привода, снижая его надежность, требуют дополнительных затрат энергии на их преодоление, создают вибрации корпуса маши-

ны. Поэтому весьма важной является проблема создания высоконадежных, пониженноэнергоёмких приводов колеблющихся рабочих органов с техническими характеристиками, сравнимыми с приводами рабочих органов вращательного движения.

Предметом исследований данной работы явились приводы рабочих органов уборочных машин с переменными передаточными соотношениями скоростей и голономными связями – приводы возвратно-поступательного движения рабочих органов.

### Основная часть

На стадии проектирования привода рабочего органа машины для выбора его рациональных параметров целесообразно использовать наиболее простую динамическую модель. Так, при определении нагрузок на его элементы достаточно воспользоваться динамической моделью, содержащей жесткие звенья. Такая механическая система обладает одной степенью свободы.

Рассмотрим движения однодвигательных жестких приводов, к примеру, одноножевого, двухноже-

вого режущих аппаратов косилок, приводимых в движение кривошипно-шатунным механизмом. Предположим, что связи, наложенные на системы, являются идеальными, голономными, двигатель неограниченной мощности, для которого угловая скорость вала  $\dot{\varphi}_{дв} = \omega_{дв}$  в каждый момент времени зависит только от значения  $u$  входного параметра и не зависит от движущего момента  $M_{дв}$ , т.е.

$\dot{\varphi}_{дв} = f(u)$ . Найдем закон изменения движущего момента  $M_{дв}$  в приводе возвратно-поступательно движущихся рабочих органов.

Закон изменения движущего момента может быть найден с помощью метода кинестатики. Однако наиболее общим является подход, основанный на использовании общего уравнения динамики [1]

$$\sum_{k=1}^n (\bar{F}_k + \bar{F}_k^n, \delta \bar{r}_k) = 0, \quad (1)$$

где  $\bar{F}_k$  – заданные силы (веса, сопротивления и т.д.), действующие на систему;

$\bar{F}_k^n = -m_k \ddot{\bar{a}}_k$  – силы инерции точек системы;

$\delta \bar{r}_k$  – виртуальные перемещения точек системы;

$n$  – число точек системы.

Дифференциальное уравнение движения привода колеблющегося рабочего органа:

$$J(\varphi) \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \dot{\varphi}^2 = M_{кр} - M_c(\varphi, \dot{\varphi}), \quad (2)$$

где  $M_{кр} = f(\dot{\varphi})$  – момент, приложенный к кривошипу со стороны двигателя;

$M_c = f(\varphi, \dot{\varphi})$  – приведенный к кривошипу момент сил сопротивления.

$J(\varphi)$  – приведенный к кривошипу момент инерции механизма.

Момент  $M_{кр}$  связан с моментом на валу двигателя  $M_{дв}$  соотношением

$$M_{кр} = M_{дв} i \eta, \quad (3)$$

где  $i$  – передаточное отношение механизма;

$\eta$  – КПД передаточного механизма.

Поскольку угловые скорости вращения вала двигателя  $\dot{\varphi}_{дв}$  и кривошипа  $\dot{\varphi}$  связаны соотношением  $\dot{\varphi}_{дв} = i \dot{\varphi}$ , то и момент  $M_{кр}$ , действующий на кривошип, также будет определяться его угловой скоростью  $\dot{\varphi}$ :  $M_{кр} = f(\dot{\varphi})$ . Отсюда из дифференциального уравнения привода колеблющегося рабочего органа (2) получаем закон изменения движущего момента, приложенного к кривошипу, при его равномерном вращении ( $\omega_0 = const$ )

$$M_{кр} = \frac{1}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \omega_0^2 + M_c. \quad (4)$$

Один из способов уравнивания сил в приводах – выравнивание момента  $M_{дв}$  на валу двигателя. Оно достигается посредством аккумулирования избыточной энергии с последующей отдачей накопленной энергии приводу [2-6]. В качестве устройств, способных аккумулировать и отдавать энергию, выступают пружинные разгрузатели. Принцип подбора их жесткостных параметров состоит в следующем: момент  $M_{дв}$  представляется в виде суммы постоянной  $M_{дв}^0$  и переменной  $\tilde{M}_{дв}$  составляющих

$$\begin{aligned} M_{дв} &= M_{дв}^0 + \tilde{M}_{дв}, \quad M_{дв}^0 = \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_{дв} d\varphi_{дв} = \frac{1}{2\pi\eta} \times \\ &\times \int_0^{2\pi} \left[ \frac{1}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \omega_0^2 + M_c \right] d\varphi. \end{aligned} \quad (5)$$

Выровнять переменную составляющую  $\tilde{M}_{дв}$  можно посредством приведенного к валу двигателя момента  $M_y$  сил упругости пружинного разгрузателя. Для этого необходимо выполнить условие:

$$M_y = \tilde{M}_{дв}. \quad (6)$$

Строго удовлетворить равенство (6) обычно не удается. Поэтому вполне можно ограничиться равенством максимальных значений  $M_y$  и  $\tilde{M}_{дв}$

$$(M_y)_{\max} = (\tilde{M}_{дв})_{\max}. \quad (7)$$

Из равенства (7) находим значения жесткостных параметров пружинных разгрузателей.

Исследуем динамику привода одноножевого режущего аппарата с идеальным источником энергии (рис. 1).

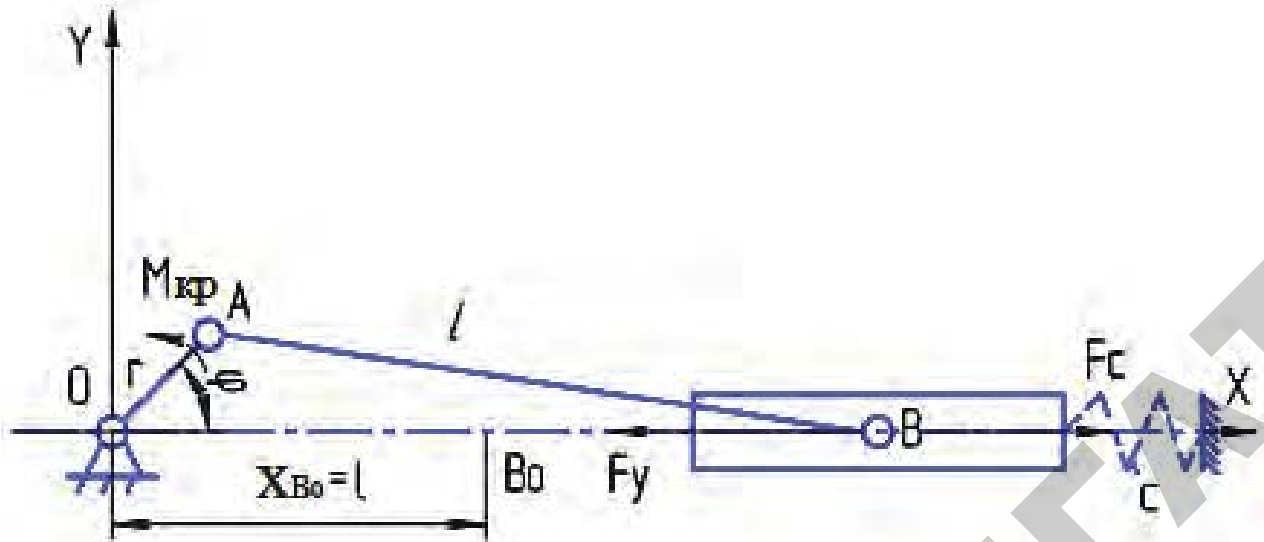


Рисунок 1. Схема привода одноножевого режущего аппарата с упругой подвеской ножевых полос

Вращение кривошипа происходит с постоянной угловой скоростью  $\omega_0$ . Будем считать кривошип и шатун однородными тонкими стержнями. Трением во вращательных парах и ползуне будем пренебрегать. Со стороны двигателя к кривошипу приложен движущий момент  $M_{кр}$ , к ползуну приложена сила сопротивления  $F_c$ , направленная против его скорости  $\bar{V}_B \left( (\bar{F}_c)_x = -F_c \text{sign} \dot{x}_B \right)$ . Здесь  $\text{sign} \dot{x}_B = -1$  при  $0 < \varphi < \pi$ ,  $\text{sign} \dot{x}_B = 1$  при  $\pi < \varphi < 2\pi$ . Заданы массы кривошипа  $m_{кр}$ , шатуна  $m_{ш}$  и ползуна  $m_B$ .

Закон изменения движущего момента, приложенного к кривошипу при его равномерном вращении

$$M_{кр} = \frac{r^2}{24} \left\{ m_{ш} \left[ 8 \sin 2\varphi + \lambda (6 \cos \varphi \cdot \sin 2\varphi + 12 \sin \varphi \cdot \cos 2\varphi) \right] + m_B \left[ 12 \sin 2\varphi + \lambda (12 \cos \varphi \cdot \sin 2\varphi + 24 \sin \varphi \cdot \cos 2\varphi) \right] \right\} \omega_0^2 + \frac{r}{2} \cos \varphi (m_{кр} + m_{ш}) g - r \text{sign} \dot{x}_B F_c \left( \sin \varphi + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi \right). \quad (8)$$

Переменная составляющая движущего момента равна

$$\tilde{M}_{кр} = M_{кр} - M_{кр}^0 = \frac{r^2}{24} \left\{ m_{ш} \left[ 8 \sin 2\varphi + \lambda (6 \cos \varphi \sin 2\varphi + 12 \sin \varphi \cdot \cos 2\varphi) \right] + m_B \left[ 12 \sin 2\varphi + \lambda (12 \cos \varphi \sin 2\varphi + 24 \cos 2\varphi \cdot \sin \varphi) \right] \right\} \omega_0^2 + \frac{r}{2} \cos \varphi (m_{кр} + m_{ш}) g + r F_c \left[ -\text{sign} \dot{x}_B \left( \sin \varphi + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi \right) - 0,637 \right]. \quad (9)$$

Найдем коэффициент жесткости  $C$  пружинного разгрузителя (рис. 1). Среднее положение ползуна  $B_0$  определяется координатой  $x_{B_0} = l$ . Проекция упругой силы на ось OX будет

$$F_y = c(x_B - x_{B_0}) = cr \left[ \cos \varphi - \frac{1}{4} \lambda (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

а приведенный к кривошипу момент упругой силы определим следующим образом:

$$M_y = cr^2 \left[ 0,5 \sin 2\varphi + \lambda \left\{ 0,25(1 - \cos 2\varphi) + \cos^2 \varphi \right\} \sin \varphi \right]. \quad (10)$$

Коэффициент жесткости  $c$  определим из условия (7) равенства максимальных значений выражений (9), (10), которые приближенно достигаются при  $\varphi = 45^\circ$  для случая, когда  $l = r$ :

$$c \approx \left\{ \frac{1}{12} [m_{ш} (8 + 4,24\lambda) + m_B (12 + 8,48\lambda)] \omega_0^2 + 0,707 (m_{кр} + m_{ш}) g / r + \frac{2F_c}{r} (0,07 + 0,5\lambda) \right\} \frac{1}{1 + 0,35\lambda}. \quad (11)$$

Результирующий движущий момент для схемы, изображенной на рисунке 1, определяем выражением

$$M_p = M_{дв} - M_y. \quad (12)$$

В приводе со сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом кривошипы развернуты друг относительно друга на  $180^\circ$  (рис. 2). Для определения движущего момента  $M_{кр}^{(2)}$ , приложенного к кривошипам, воспользуемся формулой (8). Суммируя движущие моменты, приложенные к каждому кривошипу, получим

$$M_{кр}^{(2)} = M_{кр}^{(OA)} + M_{кр}^{(OA')} = \frac{r'^2}{3} [(2m_{ш} + 3m_B) \sin 2\varphi] \omega_0^2 - 2r' \text{sign } \dot{x}_B F'_c \sin \varphi. \quad (13)$$

Переменная составляющая движущего момента, приложенного к кривошипам, определяется по формуле

$$\tilde{M}_{кр}^{(2)} = M_{кр}^{(2)} - M_{кр}^{0(2)} = \frac{r'^2}{3} [(2m_{ш} + 3m_B) \sin 2\varphi] \omega_0^2 - 2r' F'_c (\text{sign } \dot{x}_B \sin \varphi + 0,637). \quad (14)$$

Суммарный момент упругих сил определим, используя уравнение (10)

$$M_y^{(2)} = M_y^{(OA)} + M_y^{(OA')} = c' r'^2 \sin 2\varphi. \quad (15)$$

Коэффициент жесткости пружин  $c'$  (рис. 2) найдем из равенства максимальных значений выражений (14), (15), которые достигаются при  $\varphi = 45^\circ$ .

$$c' = \frac{1}{3} (2m_{ш} + 3m_B) \omega_0^2 + 0,14 \frac{F'_c}{r'}. \quad (16)$$

Выражение для результирующего движущего момента примет вид

$$M_p^{(2)} = M_{кр}^{(2)} - M_y^{(2)} = -2r' F'_c \left( \text{sign } \dot{x}_B \sin \varphi + 0,07 \sin 2\varphi \right). \quad (17)$$

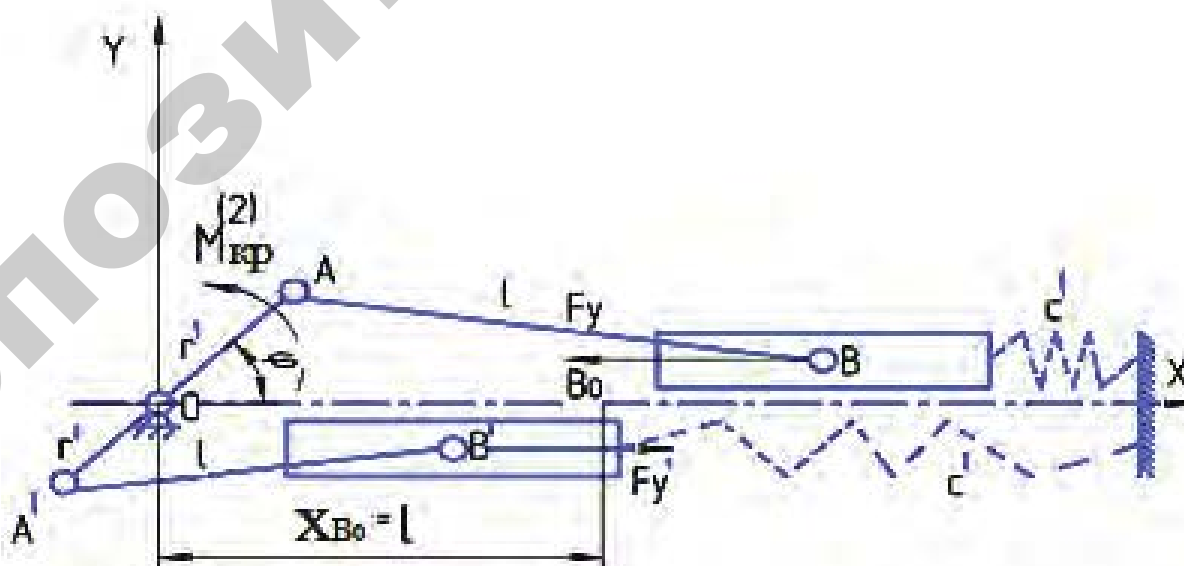


Рисунок 2. Схема привода двухножевого режущего аппарата с упругими подвесками ножевых полос

В качестве примера рассмотрим расчет приводов режущих аппаратов одноножевого (косилка КС-2,1) и двухножевого (условная косилка). Исходные данные одноножевого механизма следующие:

$r = 0,037\text{ м}$ ,  $l = 1\text{ м}$ ,  $\omega_0 = 110^{-\text{с}^{-1}}$ ,  $m_{\text{кр}} = 2\text{ кг}$ ,  
 $m_{\text{ш}} = 3\text{ кг}$ ,  $m_{\text{в}} = 3,75\text{ кг}$ ,  $F_{\text{с}} = 630\text{ Н}$ . Параметр  $\lambda = r/l = 0,037$ . Для двухножевого аппарата –  $r' = r/2 = 0,0185\text{ м}$ ,  $\lambda' = r'/l = 0,0185$ . Величина силы сопротивления (резания) в первом приближении линейным образом зависит от скорости движения ножа. В двухножевом варианте скорость движения ножей уменьшается в два раза, поэтому примем средние значения сил сопротивления, приложенных к каждому ножу, в два раза меньшими  $(F'_{\text{с}})_{\text{в}} = (F_{\text{с}})_{\text{в}} = 315\text{ Н}$ .

Значение жесткостей  $c, c'$  пружинных разгрузителей находим из выражений (11), (16):  $c = 75,2 \cdot 10^3\text{ Н/м}$ ,  $c' = 72,0 \cdot 10^3\text{ Н/м}$ . После подстановки конкретных значений параметров в выражения (8), (12), (13), (17) получим выражения движущих моментов для различных вариантов приводов режущих аппаратов, графическое изображение которых в зависимости от угла поворота кривошипа показано на рис. 3. Из графика зависимости движущего момента от угла поворота следует, что движущий момент (кривая 1, рис. 3) имеет значительную переменную составляющую. Введение в привод пружинного разгрузителя (схема на рис. 1; кривая 3, рис. 3) позволяет существенно выровнять момент и уменьшить его максимальное значение с  $67,1\text{ Н}\cdot\text{м}$  до  $26,5\text{ Н}\cdot\text{м}$ , т.е. в 2,53 раза.

При значении угла поворота кривошипа  $\varphi$  от  $0$  до  $180^\circ$  пружинный разгрузитель начинает отдавать



Рисунок 3. График зависимости движущего момента от угла поворота кривошипа

энергию, а при значении  $\varphi$  от  $180^\circ$  до  $360^\circ$  – поглощает.

Применение в приводе сдвоенного кривошипно-шатунного механизма (кривая 2, рис. 3) уменьшает максимальное значение  $M_{\text{дв}}$  в 2,1 раза. Наиболее эффективной является схема на рис. 2 (кривая 4, рис. 3). Пружинные разгрузители позволяют уменьшить момент в 5,75 раза.

### Выводы

Предложенный силовой метод повышения технических характеристик приводов возвратно-поступательного движения рабочих органов уборочных машин, заключающийся во введении в них упругих элементов (рекуператоров энергии) с расчетной жесткостью, существенно снижает мощность, потребляемую приводом. Полученные результаты свидетельствуют о том, что применение в приводах режущих аппаратов пружинных разгрузителей позволяет существенно выровнять движущий момент и снизить его величину. Как показывают исследования, минимальное значение движущего момента достигается в приводе сдвоенного кривошипно-шатунного механизма с пружинными разгрузителями.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Берестнев, О.В. Аналитические методы механики в динамике приводов / О.В. Берестнев, А.М. Гоман, Н.Н. Ишин. – Мн.: Навука і тэхніка, 1992. – 238 с.
2. Бойко, Л.И. Повышение технических характеристик приводов колеблющихся рабочих органов машин / Л.И. Бойко, А.М. Гоман, Н.Л. Ракова // Наука производству, 1999. – № 4. – С. 7-8.
3. Бойко, Л.И. Повышение надежности плоских стальных пружин лемеха картофелекопателя / Л.И. Бойко, Н.П. Першукевич, В.М. Комарова, Н.Л. Ракова // Весці Акадэміі навук Беларусі: сер. фіз.-тэхн. навук, 2001. – №4. – С. 33-35.
4. Коловский, М.З. Динамика машин / М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1989. – 263 с.
5. Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левитский. – М.: Наука, 1979. – 590 с.
6. Привод режущего аппарата: пат. 2090043 РФ, МКИ<sup>5</sup> А01 D34/02 / Л.И. Бойко, Е.Е. Богдашич, В.А. Зимбицкий, И.В. Михалькевич, С.Н. Поддубко, К.В. Шумский, Н.А. Докукова; 5009545/13; заявл. 20.11.91; опубл. 20.09.97 // Изобретения, 1997. – № 26 (2ч.). – С. 267.