

Одновременно с измельчением почвы рыхлящие зубья роторной бороны отделяют сорняки от почвы, так как измельченные частицы почвы сходят с рыхлящих зубьев раньше, чем сорняки, имеющие большие, чем частицы почвы, линейные размеры. В результате сорная растительность оказывается на поверхности почвы и засыхает. Часть сорняков, которая заделывается почвой в гребень, лишается световой энергии и погибает.

Важным преимуществом предлагаемой конструкции по сравнению с традиционной является одновременное выполнение нескольких операций: рыхление, крошение почвы, образование гребней, окучивание и уничтожение сорняков. Заделка надземной части картофеля в более объемный гребень позволяет создать более корневую систему растений, увеличить количество образуемых столонов, клубней и их массу.

Список использованных источников

1. Бурченко П.Н. Перспективные направления развития земледельческой механики и механизации обработки почвы / Технологическое и техническое обеспечение производства продукции растениеводства и животноводства: Научн. тр. ВИМа. Т. 144. – М.: ВИМ, 2002. – С.134–139.
2. Культиватор для междурядной обработки почвы КОН-2,8 : Руководство по эксплуатации КОН 00.000 РЭ. г. Лида: ООО «Техмаш», 2017. – 6 с.

УДК 631.374

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОМЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА

Автор: Е.Ю. Позняк, студент

Научные руководители: А.Н. Смирнов, канд. техн. наук, доцент;

Н.Г. Серебрякова, канд. пед. наук, доцент

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,

г. Минск, Республика Беларусь

В различных отраслях, в том числе сельском хозяйстве, широкое применение находят фронтальные погрузчики, предназначен-

ные для погрузки и транспортирования сыпучих и кусковых материалов, а при установке сменного рабочего оборудования – для выполнения целого ряда других работ.

В настоящее время актуальной является задача энергосбережения, поэтому при проектировании подъемно-транспортных машин следует уделять большое внимание выбору рациональных параметров и режимов работы, обеспечивающих максимальное снижение их энергоемкости.

Рассмотрим процесс подъема груза фронтальным погрузчиком, имеющим Z-ю перекрестную схему погрузочного оборудования (рисунок 1) [1]:

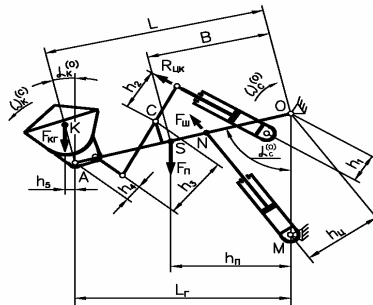


Рисунок 1 – Схема для определения усилий в стреловых гидроцилиндрах с учетом движения ковша с позиции энергосбережения

Здесь $\alpha_c^{(0)}$ – угол подъема стрелы; $\alpha_k^{(0)}$ – угол между линией AK ковша и вертикалью; $F_п$ – сила тяжести погрузочного оборудования без учета силы тяжести ковша с грузом; $F_{кг}$ – сила тяжести ковша с находящимся в нем грузом; $F_ш$ – усилия на штоках стреловых гидроцилиндров; $R_{цк}$ – реактивные усилия в ковшовых гидроцилиндрах; L_r – горизонтальная проекция стрелы; B – расстояние от точки приложения силы $F_п$ до шарнира O ; $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_ц, h_п$ – плечи соответствующих сил; h_3, h_4 – плечи тяг относительно шарниров соответственно C и A .

Изменением положения точки S приложения силы $F_п$ вследствие перемещения рычага, тяги и ковшового гидроцилиндра пренебрегаем, так как их влияние ввиду относительно небольших сил тяжести незначительно.

В процессе подъема стрелы рабочий орган выравнивается гидромеханизмом поворота ковша, сила тяжести $F_{КГ}$ которого оказывает действие на усилие на штоках стреловых гидроцилиндров, каждое из которых для статики можно определить по выражению [2, 3]:

$$F_{Ш} = \frac{F_{КГ}(L_{Г} + h_5) + F_{П}h_{П} - R_{ЦК}h_1Z_{К}}{Z_{С}h_{Ц}\eta_{Ш}},$$

где $\eta_{Ш}$ – коэффициент, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы (обычно принимают $\eta_{Ш} = 0,9$);

$Z_{К}$ – количество ковшовых гидроцилиндров.

При этом реактивное усилие на штоке ковшового гидроцилиндра, создающее дополнительный вращающий момент относительно шарнира O крепления стрелы к portalу, без учета потерь на трение в шарнирах равно:

$$R_{ЦК} = F_{КГ}i_{ЦК}/Z_{К},$$

где $i_{ЦК}$ – мгновенное силовое передаточное отношение гидромеханизма от ковшового гидроцилиндра к ковшу, равно $i_{ЦК} = h_3 \cdot h_5 / (h_2 \cdot h_4)$.

Тогда

$$R_{ЦК} = \frac{F_{КГ}h_3h_5}{Z_{К}h_2h_4}. \quad (1)$$

Усилие на штоках стреловых гидроцилиндров погрузчика:

$$F_{Ш} = \frac{F_{КГ}(L_{Г} + h_5) + F_{П}h_{П} - \frac{F_{КГ}h_1h_3h_5}{h_2h_4}}{Z_{С}h_{Ц}\eta_{Ш}}.$$

Так как $L_{Г} = L \sin \alpha_C^{(0)}$, $h_{П} = B \sin \alpha_C^{(0)}$, то

$$F_{Ш} = \frac{(F_{КГ}L + F_{П}B) \sin \alpha_C^{(0)} + F_{КГ}h_5(1 - h_1h_3/h_2h_4)}{Z_{С}h_{Ц}\eta_{Ш}}. \quad (2)$$

Выполним кинематический расчет гидромеханизма погрузочно-оборудования. Рассматриваем движение звеньев гидромеханизма относительно стрелы OA . Всему гидромеханизму придаем дополнительное вращение с угловой скоростью стрелы, но направленной в обратную сторону ($-\omega_C^{(0)}$). Здесь индексом «0» обозначена непод-

вижная часть (стойка). Тогда скорости звеньев в обратном движении получим, если к первоначальным значениям скоростей прибавим скорость $-\omega_C^{(o)}$. В обратном движении стрела OA неподвижна ($\omega_C^{(o)} = 0$), значит неподвижны и оси всех рычагов.

Мгновенные угловые скорости звеньев гидромеханизма:

прямое движение	обратное движение
$\omega_O^{(o)} = 0;$	$\omega_O^{(c)} = -\omega_C^{(o)};$
$\omega_C^{(o)};$	$\omega_C^{(c)} = \omega_C^{(o)} - \omega_C^{(o)} = 0;$
$\omega_1^{(o)};$	$\omega_1^{(c)} = \omega_1^{(o)} - \omega_C^{(o)};$
$\omega_2^{(o)};$	$\omega_2^{(c)} = \omega_2^{(o)} - \omega_C^{(o)};$
$\omega_K^{(o)};$	$\omega_K^{(c)} = \omega_K^{(o)} - \omega_C^{(o)};$

Здесь обозначены мгновенные угловые скорости:

$\omega_C^{(o)}$, $\omega_O^{(c)}$, $\omega_C^{(c)}$ – соответственно стрелы при неподвижной стойке, стойки при неподвижной стреле и стрелы при неподвижной стреле; соответственно при неподвижной стреле и стойке:

$\omega_K^{(c)}$, $\omega_K^{(o)}$ – ковша;

$\omega_1^{(c)}$, $\omega_1^{(o)}$ – рычага;

$\omega_2^{(c)}$, $\omega_2^{(o)}$ – тяги.

Определяем мгновенное кинематическое передаточное отношение $i_{KC}^{(o)}$ от ковша к стреле при ее подъеме (движение по часовой стрелке принимаем за положительное; ковш и стрела вращаются в разные стороны):

$$i_{KC}^{(o)} = \frac{-\omega_K^{(o)}}{\omega_C^{(o)}} = \frac{-\omega_K^{(c)} + \omega_C^{(o)}}{\omega_C^{(o)}} = \left(1 - \frac{\omega_K^{(c)}}{\omega_C^{(o)}}\right).$$

Находим мгновенное кинематическое передаточное отношение $i_{KO}^{(c)}$ от ковша к стойке в обратном движении (при неподвижной стреле ковш и стойка вращаются в одну сторону):

$$i_{KO}^{(c)} = \frac{-\omega_K^{(c)}}{-\omega_O^{(c)}} = \frac{\omega_K^{(c)}}{\omega_O^{(c)}} = -\frac{\omega_K^{(c)}}{\omega_C^{(o)}}.$$

Тогда
$$i_{\text{KC}}^{(0)} = i_{\text{KO}}^{(c)} + 1.$$

Так как $i_{\text{KO}}^{(c)} = \frac{h_1 h_3}{h_2 h_4}$, то

$$i_{\text{KC}}^{(0)} = \frac{h_1 h_3}{h_2 h_4} + 1 = 1 - \frac{\omega_{\text{K}}^{(c)}}{\omega_{\text{C}}^{(0)}}.$$

Окончательно выражение (2) запишем так:

$$F_{\text{ш}} = \frac{(F_{\text{кг}} L + F_{\text{п}} B) \sin \alpha_{\text{C}}^{(0)} + F_{\text{кг}} h_5 (2 - i_{\text{KC}}^{(0)})}{Z_{\text{C}} h_{\text{ц}} \eta_{\text{ш}}}. \quad (3)$$

Рассмотрим случаи, когда суммарный момент от реактивных усилий в ковшовых гидроцилиндрах равен нулю.

Первый случай.

Умножив выражение (1) на h_1 , получим:

$$\frac{F_{\text{кг}} h_1 h_3 h_5}{h_2 h_4} = 0.$$

Поскольку $h_2 \cdot h_4 \neq \infty$, следовательно $h_1 \cdot h_3 \cdot h_5 = 0$; так как $F_{\text{кг}} > 0$, $h_3 > 0$ и $h_5 > 0$, то $h_1 = 0$ ($i_{\text{KC}}^{(0)} = 1$), что означает отсутствие выравнивания ковша. При этом

$$F_{\text{ш}} = \frac{(F_{\text{кг}} L + F_{\text{п}} B) \sin \alpha_{\text{C}}^{(0)} + F_{\text{кг}} h_5 i_{\text{KC}}^{(0)}}{Z_{\text{C}} h_{\text{ц}} \eta_{\text{ш}}}.$$

Второй случай.

При $h_5 = 0$ имеем $i_{\text{цк}} = 0$, что соответствует углу между прямой АК и вертикалью $\alpha_{\text{K}}^{(0)} = 0$. В этом случае

$$F_{\text{ш}} = \frac{(F_{\text{кг}} L + F_{\text{п}} B) \sin \alpha_{\text{C}}^{(0)}}{Z_{\text{C}} h_{\text{ц}} \eta_{\text{ш}}}.$$

В остальных случаях, когда $i_{\text{KC}}^{(0)} < 1$ или $i_{\text{KO}}^{(c)} > 1$, усилие в стреловых гидроцилиндрах соответственно увеличивается и уменьшается по сравнению с первым рассмотренным случаем.

Рассмотрим, как движется ковш при указанных передаточных отношениях:

$$\Delta \alpha_{\text{K}}^{(0)} = \Delta \alpha_{\text{C}}^{(0)} i_{\text{KC}}^{(0)} = \Delta \alpha_{\text{C}}^{(0)} (i_{\text{KO}}^{(c)} + 1),$$

где $\Delta\alpha_K^{(0)}$ – приращение угла поворота ковша, участвующего в двух вращательных движениях, относительно мгновенной оси вращения;

$\Delta\alpha_C^{(0)}$ – приращение угла поворота стрелы (по часовой стрелке) относительно неподвижной точки O портала.

При $i_{KC}^{(0)} = 0$ имеем $i_{KO}^{(c)} = -1$; $-\omega_K^{(c)} = \omega_C^{(0)}$: $-\Delta\alpha_K^{(c)} = \Delta\alpha_C^{(0)}$ – соответствует поступательному движению ковша;

при $i_{KC}^{(0)} < 0$ имеем $i_{KO}^{(c)} < -1$; $-\omega_K^{(c)} > \omega_C^{(0)}$: $-\Delta\alpha_K^{(c)} > \Delta\alpha_C^{(0)}$ – ковш разгружается;

при $i_{KC}^{(0)} > 0$ имеем $i_{KO}^{(c)} > -1$; $-\omega_K^{(c)} < \omega_C^{(0)}$: $-\Delta\alpha_K^{(c)} < \Delta\alpha_C^{(0)}$ – ковш запрокидывается,

где $\Delta\alpha_K^{(c)}$ – приращение угла поворота ковша относительно стрелы.

Знак «минус» в приведенных выражениях указывает, что стрела и ковш вращаются в разные стороны.

При анализе динамики режим движения рабочей жидкости в стреловых гидроцилиндрах принимаем установившимся и ее податливость не учитываем (скорость выдвижения штоков постоянна).

При этом $h_{ц}$, h_5 , $\omega_C^{(0)}$, $\omega_K^{(c)}$ и $\omega_K^{(0)}$ будут переменными и выражение (3) с учетом сил инерции погрузочного оборудования и ковша с грузом запишется так:

$$F_{ш} = \frac{\left[(F_{КГ} + J_{КГ} \frac{d^2\alpha_K^{(0)}}{dt^2})L + (F_{П} + J_{П} \frac{d^2\alpha_C^{(0)}}{dt^2})B \right] \sin\alpha_C^{(0)} + (F_{КГ} + J_{КГ} \frac{d^2\alpha_K^{(0)}}{dt^2})h_5 \left(1 + \frac{-d\alpha_K^{(c)}}{dt} \right)}{Z_C h_{ц} \eta_{ш}}, \quad (4)$$

где $J_{КГ}$, $J_{П}$ – соответственно моменты инерции ковша с грузом относительно мгновенной оси вращения и погрузочного оборудования относительно оси вращения стрелы;

$\alpha_K^{(0)}$ – угол поворота ковша относительно мгновенной оси вращения.

При поступательном движении ковша $\alpha_K^{(0)} = \text{const}$ и $-\alpha_K^{(c)} = \alpha_C^{(0)}$, следовательно, выражение (4) после преобразований имеет вид:

$$F_{\text{ш}} = \frac{[F_{\text{кт}}L + (F_{\text{п}} + F_{\text{ио}})B] \sin \alpha_{\text{с}}^{(0)}}{Z_{\text{с}} h_{\text{ц}} \eta_{\text{ш}}},$$

где $F_{\text{ио}} = J_{\text{п}} \frac{d^2 \alpha_{\text{с}}^{(0)}}{dt^2}$ – сила инерции погрузочного оборудования без учета силы тяжести ковша с грузом.

Таким образом, наилучшей кинематической схемой с позиции энергосбережения будет та, у которой ковш в процессе подъема постоянно запрокидывается, лучшие показатели у схемы с поступательным движением ковша и наилучшие – у схемы с опрокидыванием ковша. Возможность обеспечения строго поступательного движения ковша для погрузчика с Z-образным перекрестным рычажным механизмом рассмотрена в работе [4]. Поскольку уменьшать угол $\alpha_{\text{к}}^{(0)}$, определяющий положение ковша к вертикали при его подъеме, возможно до определенных пределов во избежание высыпания материала, можно рекомендовать производить разгрузку ковша совмещенным способом (при одновременном подъеме стрелы) на конечном участке движения стрелы, что дает значительное энергосбережение и экономический эффект, выражающийся в экономии топлива и увеличении ресурса гидрооборудования вследствие уменьшения силы $F_{\text{ш}}$, следовательно, и давления в стреловых гидроцилиндрах в процессе разгрузки ковша, а также совершаемой ими работы.

Список использованных источников

1. Смирнов А.Н., Лепешкин Н.Д. Энергосберегающий процесс совмещенной разгрузки ковша одноковшового погрузчика. – Механизация и электрификация сельского хозяйства: Межведомственный тематический сборник РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2013. – Вып. 47. – Т.1.– С. 63–68.
2. Базанов, А.Ф. Самоходные погрузчики / А.Ф. Базанов, Г.В. Забегалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 406 с.
3. Справочник конструктора дорожных машин. – 2-е изд., перераб. и доп. / И.П. Бородачев [и др.]; под ред. И.П. Бородачева. – М.: Машиностроение, 1973. – 503 с.

4. Система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика: пат. 16237 Респ. Беларусь, МПК 16237 С2 Е 02F 343 / А.Н. Смирнов; заявитель ОАО «Амкодор». – № а 20091596; заявл. 12.11.09; опубл. 30.08.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 4. – С. 109.

УДК 631.312.5

ГЛУБОКОЕ РЫХЛЕНИЕ ПОЧВЫ КАК АЛЬТЕРНАТИВА ОТВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

Автор: В.В. Козловский, студент
Научный руководитель: Г.А. Радишевский, канд. техн. наук,
доцент
*УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет»,
г. Минск, Республика Беларусь*

Глубокое рыхление – это обработка почвы на глубину более 25 см. Оно необходимо для разрушения переуплотнённого слоя почвы (плужной подошвы) и для повышения водопроницаемости почвенного пласта. Главная задача глубокого рыхления – разрушить переуплотнённый слой почвы, который препятствует фильтрации влаги и нормальному развитию корневой системы растений.

При глубокой обработке почвы очень важно сохранить оптимальные агрохимические показатели обработанного слоя, избежать смешивания верхнего плодородного слоя с материнской породой [1]. Для снижения перемешивания при глубокой обработке почвы целесообразно использовать лаповые рабочие органы, оборудованные узкими долотообразными наральниками. При глубокой обработке почвы рабочие органы должны создавать в переуплотнённом слое некапиллярные поры, щели, в которые может легко проникать влага. После выпадения осадков разрыхленная почва более равномерно намокает, набухает, расширяется, заполняя созданные рабочими органами полости, и равномерно разуплотняется. При этом процессе почва обретает свою природную структурность (способность распадаться на отдельные агрегаты). Оптимальная глубина рыхления почвы зависит от расположения переуплотнённого слоя