

Таким образом, критическая сила резания и энергоемкость процесса разделения растительной массы зависит не только от остроты  $\delta$  лезвия, но и в значительной мере определяется соотношением величины сжимаемого ножом слоя  $H_{сж}$  к высоте  $H$  самого слоя, подпрессованного вальцами питающего аппарата комбайна. Данное соотношение определяет относительную поперечную деформацию слоя, уменьшение величины которой приводит к снижению критической силы резания и, как следствие, к снижению энергоемкости всего процесса.

#### Литература

1. Резник, Н. Е. Кормоуборочные комбайны / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1980. – 375 с.
2. Влияние углов установки на напряженно-деформированное состояние ножа измельчающего барабана кормоуборочного комбайна / П. Е. Родзевич [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2016. – № 1. – С. 31–37.

УДК 62-82:519

### ИЗМЕНЕНИЕ НАГРУЗКИ НА ПОРШЕНЬ ГИДРОЦИЛИНДРА ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

В. Б. Попов

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Эксплуатация колесных тракторов белорусского и российского производства показывает, что в процессе функционирования подъемно-навесного устройства (ПНУ) важным режимом работы, выполняемым ПНУ с навесным орудием (НО), является его перевод из рабочего в транспортное положение. Шлейф навешиваемых на тракторы орудий и машин имеет тенденцию к росту, при этом многократно повторяемый процесс подъема НО выполняется, как правило, неэкономично.

Одной из причин, затрудняющих эффективное агрегатирование колесных тракторов с разными НО, следует назвать несоответствие применяемых методик расчета ПНУ. Проблема обеспечения грузоподъемности ПНУ связана с обеспечением требуемой динамики (закона) движения поршня гидроцилиндра  $S(t) = f(\ddot{S}, \dot{S}, S, t)$ .

В технических университетах России и Беларуси расчет грузоподъемности ПНУ обычно ведется по известному из учебника [1] выражению

$$m = \frac{F_{шт}^{\max} \eta_{МН}}{g i_s}, \quad (1)$$

где  $m$  – масса поднимаемого груза (НО) при максимально допустимом усилии на штоке гидроцилиндра  $F_{шт}^{\max}$ ;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\eta_{МН}$  – средний КПД МН;  $i_s$  – передаточное число МН, определяемое графоаналитически.

Цель работы – предложить уточненный аналитический расчет параметров уравнения движения нагруженного гидроцилиндра (гидроцилиндров) ПНУ и выражение для расчета его грузоподъемности.

Для формирования адекватной динамической модели нагруженного со стороны механизма навески (рис. 1) гидропривода ПНУ важно получить правильное описание движения поршня гидроцилиндра (ГЦ). При подстановке в уравнение Лагранжа

второго рода выражения для кинетической энергии движущегося НО, считая при этом, что обобщенная сила равна разности между силой, движущей поршень и силой сопротивления движению, после некоторых преобразований получим выражение

$$m(S)\ddot{S} + \frac{1}{2} \frac{dm(S)}{dS} \dot{S}^2 = F_{дв} - [F(S) + F_{тр}^{пр}(S)], \quad (2)$$

где  $S$ ,  $\dot{S}$ ,  $\ddot{S}$  – соответственно обобщенная координата (ход поршня), ее скорость и ускорение;  $m(S)$  – приведенная масса;  $m'(S)$  – производная от приведенной к штоку ГЦ массы по обобщенной координате;  $F_{дв}$  – движущая сила;  $F(S)$  – полезная нагрузка;  $F_{тр}^{пр}(S)$  – приведенная сила трения.

Анализируя левую часть уравнения (2), представляющую выражение для приведенной к штоку ГЦ силы инерции, отметим, что, в отличие от [1], у нас оно состоит из двух компонент. Первая компонента определяет часть силы инерции, зависящую от ускорения поршня, а вторая компонента зависит от скорости поршня и постоянно присутствует в период его установившегося движения.

Приведенная к штоку ГЦ масса НМ определяется из выражения для кинетической энергии элементов замкнутой кинематической цепи, включающей звенья МН и НМ.

$$m(S) = m_6 I_v^2(S) + J_6 \varphi_6'^2(S), \quad (3)$$

где  $m_6$ ,  $J_6$  – соответственно масса и момент инерции НМ;  $I_v(S)$  – аналог линейной скорости центра тяжести НМ;  $\varphi_6'(S)$  – аналог угловой скорости НМ.

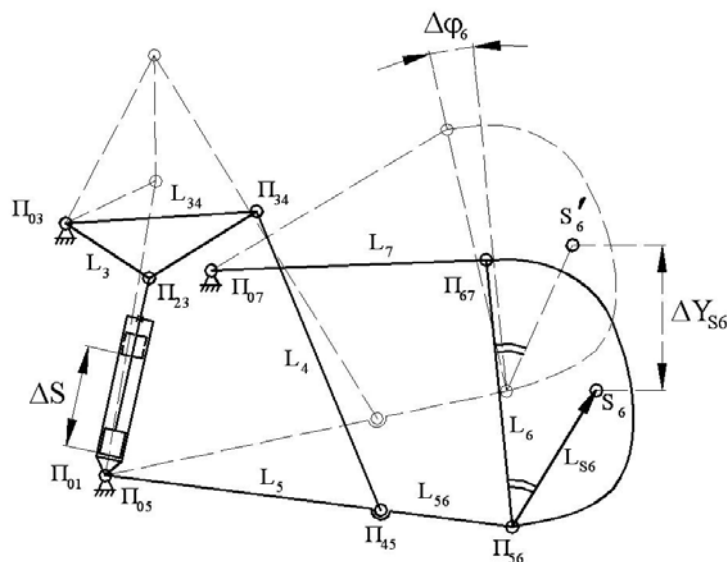


Рис. 1. Схема подъема механизмом навески навесного орудия

В учебной литературе [1], [2] первая компонента определяется через аналог вертикальной скорости центра тяжести НМ –  $I_{S6}(S)$ , что справедливо только в случае плоскопараллельного подъема НМ, а стандарт [3], между тем, допускает завал стойки  $\Delta\varphi_6$  до 15 град (см. рис. 1), при этом вторая компонента в [1] не рассматри-

вается. Однако с появлением тяжелых рабочих орудий и машин при ограниченной мощности гидропривода ПНУ необходим учет влияния как приведенной силы трения, так и компонент приведенной силы инерции.

Аналог угловой скорости НМ представляет собой производную от угла наклона стойки  $L_6$  по обобщенной координате, связывающей угловые скорости подъемного рычага и НМ и определяется по выражению [4]:

$$\varphi'_6(S) = \varphi'_3(S)U_{63}(S), \quad (3)$$

где  $\varphi'_3(S)$  – аналог угловой скорости поворотного рычага  $L_3$ ;  $U_{63}(S)$  – передаточное отношение угловых скоростей звеньев  $L_6$  и  $L_3$ .

Передаточное отношение  $U_{63}(S)$  определяется в результате кинематического анализа замкнутой кинематической цепи (см. рис. 1), выполняемого при помощи метода замкнутых векторных контуров [5].

В выражении (3) массы и моменты инерции звеньев МН не учитываются, так как они почти на два порядка меньше соответствующих параметров НМ. Аналог линейной скорости центра тяжести НМ определяется как отношение скорости центра тяжести НМ к скорости поршня ГЦ:

$$I_v(S) = \frac{v_{S6}(S)}{\dot{S}}, \quad (4)$$

где  $v_{S6}$ ,  $\dot{S}$  – линейная скорость центра тяжести НМ и поршня ГЦ соответственно.

Поскольку  $v_{S6} = \sqrt{\dot{X}_{S6}^2 + \dot{Y}_{S6}^2}$ , т. е. всегда  $I_v(S) \geq I_{S6}(S)$ , постольку определение приведенной массы НМ по выражению  $m(S) = m_6 I_{S6}^2(S)$  из [1] для случая агрегатирования трактора с тяжелым рабочим НО некорректно. Подставив в выражение для определения  $v_{S6}$  значения для  $\dot{X}_{S6}^2$  и  $\dot{Y}_{S6}^2$  и выполнив некоторые преобразования, получим:

$$I_v(S) = \varphi'_5 \sqrt{[L_{S6}^2 + U_{65}^2 L_{S6}^2 + 2U_{65} L_{S6} L_{S6} \cos(\varphi_5(S) - (\varphi_{S6} + \varphi_6(S)))]}, \quad (5)$$

где  $\varphi'_5$  – аналог угловой скорости нижней тяги.

Производная от приведенной массы определяется по выражению

$$m'(S) = 2[(m_6 I_v(S) I'_v(S) + J_6 \varphi'_6(S) \varphi''_6(S)], \quad (6)$$

где  $I'_v(S)$  – производная от  $I_v(S)$  по обобщенной координате;  $\varphi''_6(S)$  – аналог углового ускорения НМ.

Что касается присутствующей в уравнении (1) приведенной силы трения, то вывод ее аналитического выражения уже рассматривался в [6]. Здесь важно отметить ее переменный характер в отличие от принятого в [1] «усредненного» значения.

Движущая сила в уравнении (1) по величине равна приведенной нагрузке, полезная и основная часть которой равна произведению веса НО на передаточное число:

$$F(S) = P_6 I_{S6}(S), \quad (7)$$

Расчет приведенной массы  $m(S)$  в учебном пособии [1] ведется в соответствии с выражением

$$m(S) = m_6 I_{S6}^2(S). \quad (8)$$

Как следует из выражений (2) и (8), различия между формулами существенны.

Аналитическое выражение для передаточного числа МН позволяет определить соответствующую заданным  $L_{S6}$  и  $\varphi_{S6}$  грузоподъемность  $G_{S6}$  ПНУ УЭС:

$$G_{S6} = \frac{p_{\text{ГЦ}}^{\text{max}} F_c - [F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S^*) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S^*)]}{I_{S6}^{\text{max}}}, \quad (9)$$

где  $p_{\text{ГЦ}}^{\text{max}}$  – максимальное давление в ГЦ;  $F_c$  – площадь поршня ГЦ;  $F_{\text{ин}}^{\text{пр}}(S^*)$  – приведенная сила инерции и  $F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S^*)$  – приведенная сила трения, определенные для значения обобщенной координаты, соответствующей максимуму передаточного числа (для ПНУ УЭС обычно соответствует транспортному положению НМ).

В данной работе представлено формализованное описание движения поршня гидроцилиндра, нагружаемого от НО через механизм навески ПНУ колесного трактора. Использование этого уравнения уточняет закон движения поршня и расчет грузоподъемности ПНУ трактора.

Формализованное описание выражений для определения приведенной силы инерции позволяет точнее оценить КПД и грузоподъемность базового, модернизированного или проектируемого ПНУ, что важно при ограниченной мощности его гидропривода в случае агрегатирования колесного трактора (или другого мобильного энергетического средства) с тяжелыми НО.

Вес НО и удаление его центра тяжести от оси подвеса МН трактора имеют тенденцию к росту, а траектория подъема НМ может быть воспроизведена только при обеспечении достаточной грузоподъемности ПНУ.

Передаточные числа МН тракторов изменяются по мере подъема НО, а их максимальные значения с одной стороны ограничивают вес поднимаемой НМ, а с другой – существенно влияют на динамику подъема НО.

Разработанная методика автоматизированного расчета приведенных сил инерции и трения в ПНУ УЭС может использоваться для идентичных по структуре ПНУ тракторов, самоходных шасси и фронтальных погрузчиков.

#### Литература

1. Гуськов, В. В. Тракторы. Часть III. Конструирование и расчет / В. В. Гуськов. – Минск : Выш. шк., 1981. – 383 с.
2. Василенко, В. В. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин : учеб. пособие / В. В. Василенко. – Воронеж : Истоки, 2004. – 194 с.
3. ГОСТ 10677–2001. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6-8. Типы, основные параметры и размеры. – Минск, 2002. – 8 с. – (Межгосударственный стандарт).
4. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
5. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Машиностроение, 1988. – 640 с.
6. Попов, В. Б. Снижение диссипативных потерь в механизмах навески мобильных энергетических средств / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2009. – № 1. – С. 41–48.