

ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОДЪЕМА РАБОЧЕЙ СЕКЦИИ КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ РОТАЦИОННОЙ КПР-6.0

В.Б. Попов, канд. техн. наук (УО ГГТУ им. П.О. Сухого)

Косилка – плющилка ротационная КПР - 6 предназначена для скашивания трав с плющением стеблей скошенных растений и укладки массы в два втупленных вала или один сдвоенный [1]. КПР - 6 конструктивно состоит из двух рабочих секций с общей шириной захвата 6,2 м, агрегируется с универсальным энергетическим средством (УЭС) «Полесье». Во время транспортных переездов рабочие секции складываются. Перевод секций в вертикальное положение выполняется одновременно двумя симметрично расположенными механизмами подъема (МП), которые связаны общим гидроприводом. При испытаниях МП КПР-6 манометр у гидронасоса показывает в начале подъема секций (0-0.5с) давление, равное 14.5-15.1 МПа, а в конце подъема (3-3.5с) соответственно 5.7-6.5 МПа. Это же давление, рассчитанное по аналитическому выражению для приведенной к штоку гидроцилиндра (ГЦ) полезной нагрузки и с учетом потерь в гидроприводе и МП, составляет на начальном этапе подъема 13.8 МПа, а на завершающем - 5.3 МПа. Необходимо выяснить причину расхождения, обеспечив удовлетворительную точность расчета.

С этой целью в работе формируется функциональная математическая модель (ММ) подъема секции КПР-6, в которой, помимо полезной, аналитически учитываются инерционная и диссипативная составляющие нагрузки. Описание приведенной нагрузки, зависящей от параметров гидропривода, МП и секции, поможет определить реальное влияние её составляющих. Все это позволит выполнить на ПЭВМ вычислительный эксперимент и достигнуть необходимой адекватности функциональной ММ.

На плоскости МП секции представляет собой четырехзвенный шарнирно-рычажный механизм. Считая жидкость в гидроцилиндре (входное звено МП) несжимаемой, а звенья МП абсолютно жесткими, по формуле Чебышева получим одноподвижный плоский механизм, изменение положения обобщенной координаты которого однозначно определяет изменение координат шарниров подвижных звеньев МП и его характерных точек. Геометрический и кинематический анализ МП секции вы-

полняется в правой системе координат по методу замкнутого векторного контура [3]. Начало координат расположено так, чтобы ось ОХ пересекала центр тяжести секции в начале подъема, а ось ОУ пересекала центр шарнира подпятника ГЦ (рис. 1). Считая процессы подъема секций КПР-6 идентичными, анализируем движение левой секции. Углы $\varphi_{12}(S)$ и $\varphi_3(S)$, образуемые векторами \vec{S} и \vec{L}_3 определяются на схеме элементарно. Угол между векторами \vec{L}_3 и \vec{L}_{S3} , а также координаты центра тяжести S_3 секции определяются по выражениям:

$$\varphi_{S3} = 2 \cdot \pi - \left[\varphi_3(S_0) + \arctg \frac{Y_3}{X_3} \right]; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} X_{S3}(S) &= X_{03} + L_{S3} \cdot \cos(\varphi_3(S) + \varphi_{S3}); \\ Y_{S3}(S) &= Y_{03} + L_{S3} \cdot \sin(\varphi_3(S) + \varphi_{S3}). \end{aligned} \quad (2)$$

Аналогично решается задача о положениях подвижных шарниров МП [2].

Задача кинематического анализа состоит в определении аналогов угловых скоростей звеньев и передаточного числа МП. Дифференцируя аналитические выражения для $\varphi_{12}(S)$ и $\varphi_3(S)$ по обобщенной координате, получим аналоги угловой скорости гидроцилиндра и подъемного рычага:

$$\begin{aligned} \varphi'_{12}(S) &= \frac{S^2 + L_3^2 - L_0^2}{\sqrt{[4 \cdot L_0^2 \cdot L_3^2 - (S^2 - (L_3^2 + L_0^2))]^2} \cdot S}; \\ \varphi'_3(S) &= \frac{2 \cdot S}{\sqrt{4 \cdot L_0^2 \cdot L_3^2 - (S^2 - (L_0^2 + L_3^2))}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Дифференцируя выражение для вертикальной координаты центра тяжести секции (2) по t и разделив его

Анализ выражений (8) обосновывает необходимость определения закона изменения, как результата исследования движения нагруженного гидропривода. Структурная схема гидропривода МП секции приведена на рис. 2

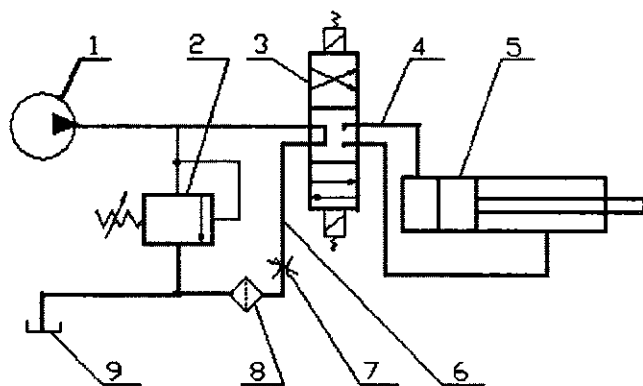


Рис. 2. Структурная схема гидропривода МП секции: 1 - насос шестеренный; 2 - клапан предохранительный (ПК); 3 - гидрораспределитель; 4 - напорная магистраль; 5 - гидроцилиндр; 6 - сливная магистраль; 7 - регулируемый дроссель; 8 - фильтр; 9 - бак

Гидропривод работает следующим образом: шестеренный насос 1 нагнетает рабочую жидкость через напорную магистраль к гидрораспределителю (ГР) 3 и, при его включенной правой секции, далее в поршневую полость гидроцилиндра (ГЦ) 5. Шток ГЦ начинает выдвигаться, причем давление в этой полости пропорционально приведенной к штоку ГЦ нагрузке.

На основе динамической схемы гидропривода, методики определения потерь давления [7] и применения уравнения Лагранжа 2-го рода к машинному агрегату, состоящему из гидропривода и МП, формируется математическая модель (ММ) в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений.

Рабочая жидкость, из-за наличия в ней пузырьков нерастворенного воздуха, в этом случае считается сжимаемой. Предполагается, что структурные элементы гидропривода (ГН, ГР, ПК) работают безынерционно. Температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха принимаются постоянными. Приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости E_{np} считаем постоянным. [7]. Вниманию предлагается динамическая схема (рис. 3) с жидкостью, сосредоточенной в узле Y_2 . Объемный расход рабочей жидкости Q , поступающей в магистраль, затрачивается на перемещение поршня ГЦ $Q_{пер}$, деформацию рабочей жидкости и самой гидромагистрали $Q_{сж}$.

$$Q = Q_{пер} + Q_{сж} \text{ или}$$

$$Q = F_c \cdot \dot{S} + \dot{p}_1 \cdot \frac{V_{ж}}{E_{np}}; \quad Q = q \cdot n \cdot \eta_0, \quad (9)$$

где F_c – площадь поршня ГЦ; \dot{p}_1 – скорость изменения давления у ГН; $V_{ж}$ – сосредоточенный объем жидкости; E_{np} – приведенный модуль объемной упругости гидроцепи; q, n, η_0 – соответственно объемная подача за оборот вала гидронасоса, а также его частота вращения и объемный КПД.

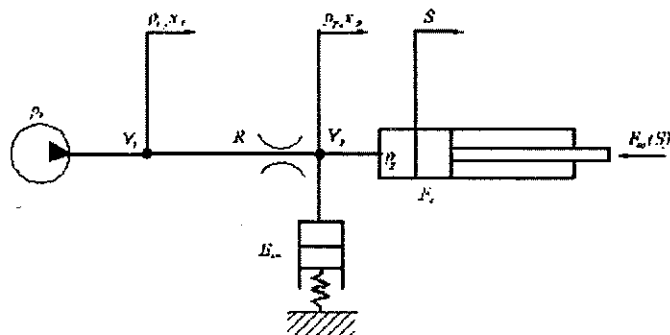


Рис. 3. Динамическая схема гидропривода с нагрузкой $F_{np}(S)$ на штоке гидроцилиндра

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов (9) преобразуем относительно скорости перемещения поршня [8]:

$$\dot{S} = \frac{Q}{F_c} - \frac{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)}{F_c \cdot E_{np}} \cdot \dot{p}_1. \quad (10)$$

На основании исследований, выполненных в [7], запишем уравнение баланса давлений для гидропривода:

$$p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot S^2), \quad (11)$$

где a_1 – коэффициент, учитывающий инерционные свойства рабочей жидкости; a_2 – коэффициент, учитывающий ламинарный характер течения рабочей жидкости; a_3 – коэффициент, учитывающий турбулентный характер течения рабочей жидкости и местные гидравлические сопротивления.

Подставляя в уравнение Лагранжа выражение для кинетической энергии движущейся секции [8], считая при этом, что обобщенная сила равна разности между силой, движущей поршень и силами сопротивления движению, после преобразования получим:

$$m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm(S)}{dS} \cdot \dot{S}^2 = F_{дв} - [F(S) + F_{mp}^{np}(S)], \quad (12)$$

где $m(S)$ – приведенная масса; $F_{дв}$ – движущая сила, равная произведению давления в ГЦ на площадь его поршня.

Левая часть уравнения (12) представляет выражение для приведенной к штоку ГЦ силы инерции. Приведенную массу, её производную по обобщенной координате

те и другие, необходимые для расчета промежуточные величины определяют по выражениям:

$$\begin{aligned} m(S) &= m_3 \cdot I_v^2(S) + J_3 \cdot \varphi_3'^2(S); \\ I_v(S) &= \varphi_3'(S) \cdot L_{S3} \quad I_v'(S) = \varphi_3''(S) \cdot L_{S3}; \\ m'(S) &= 2 \cdot [(m_3 \cdot I_v(S) \cdot I_v'(S) + J_3 \cdot \varphi_3'(S) \cdot \varphi_3''(S))]; \\ \varphi_3''(S) &= \frac{2 \cdot [S^4 - (L_3^2 - L_0^2)^2]}{\sqrt{[4 \cdot L_0^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_3^2 + L_0^2)]^2]^3}}, \end{aligned} \quad (13)$$

где $I_v(S)$ - аналог линейной скорости центра тяжести секции; $I_v'(S)$ - производная от предыдущей величины по обобщенной координате; $\varphi_3''(S)$ - аналог углового ускорения секции, получаемый дифференцированием по обобщенной координате аналога её угловой скорости (3).

Объединяя выражения (10), (11), (12), получаем динамическую ММ в виде системы из трех уравнений, описывающих динамику процесса подъема секции:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{np}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot Q - \frac{F_c \cdot E_{np}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot \dot{S}; \\ p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot S^2); \\ m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 = p_2 \cdot F_c - [F(S) + F_{np}^{np}(S)]. \end{cases} \quad (14)$$

В результате решения системы нелинейных ДУ численным методом (Рунге-Кутта 4-го порядка) определяются: закон движения поршня ГЦ - $S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$, давление у гидронасоса и давление в ГЦ, а также изменение приведенной нагрузки. Результаты динамического анализа МП приведены на диаграммах (рис.4 - рис.6).

Переходный процесс в гидроприводе носит выраженный колебательный характер и стабилизируется к концу (третья секунда) движения поршня ГЦ. $S \approx 0.76$ м. К этому моменту скорость поршня стабилизируется и определяется первой составляющей в выражении (10). Одновременно с \dot{S} на установившийся режим выходит и величина потерь давления ($\Delta p = p_1 - p_2$) в гидроприводе. Приведенная сила трения остается практически неизменной в диапазоне изменения S и определяется параметрами МП и ГЦ (7). Приведенная сила инерции, как это следует из графика (1) на рис.6, представляет компонент нагрузки, пренебрегать которым нельзя. Резкое увеличение силы инерции в конце движения, ког-

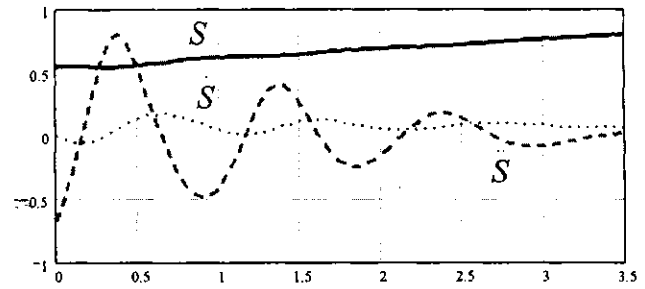


Рис.4. Закон движения нагруженного поршня гидроцилиндра:

S - обобщенная координата; \dot{S} - скорость поршня гидроцилиндра; \ddot{S} - ускорение поршня гидроцилиндра

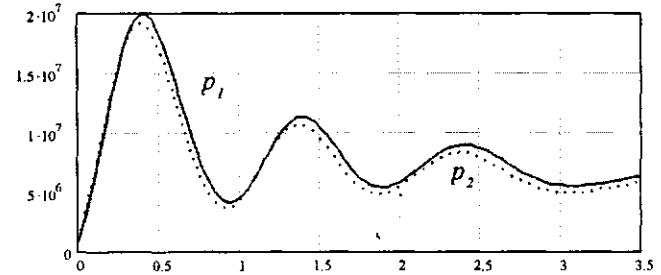


Рис.5. Изменение давления у гидронасоса (p_1) и в гидроцилиндре (p_2)

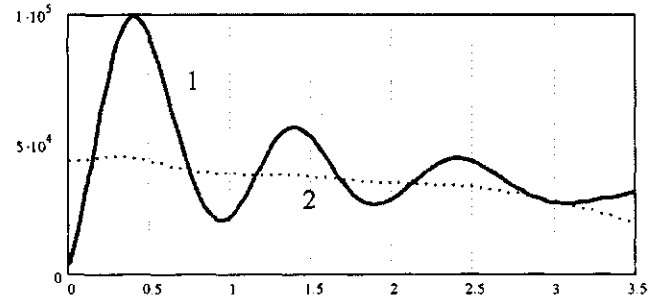


Рис.6. Изменение приведенной к штоку гидроцилиндра нагрузки:

1 - с учетом инерционной составляющей; 2 - без учета инерционной составляющей

да вместе с силой трения они составляют более половины от приведенной нагрузки, на грузоподъемность МП не влияет, поскольку сопровождается почти таким же темпом уменьшения полезной нагрузки. Заметное различие форм графиков полезной и приведенной нагрузки (рис.6) подтверждает необходимость аналитического определения инерционной компоненты приведенной нагрузки. Результаты экспериментальных замеров давления у ГН практически совпали с его величиной, определенной при помощи динамической ММ, что дает возможность сделать заключение об адекватности сформированной функциональной ММ подъема секции.

Механизмы подъема секций, жаток, навесных ма-

шин и рабочих органов традиционно относят к тихоходным, поскольку время подъема этих объектов составляет около 3.5 - 4.5 сек. Силой инерции, возникающей при перемещении таких объектов традиционно пренебрегают, полагая при этом мощность гидропривода неограниченной. Однако рациональный выбор типоразмера силового ГЦ для МП предполагает приближение максимума приведенной нагрузки к максимальной движущей силе, развиваемой гидроцилиндром. В этом случае необходим учет в ММ инерционной и диссипативной составляющих в зависимости от параметров гидропривода и МП. Программа, полученная на основе функциональной ММ, позволила исследовать на ПЭВМ приведенную нагрузку.

Математическая модель, разработанная для динамического анализа одноподвижного плоского четырехзвенного МП секции также может быть использована для расчета идентичных по структуре подъемных устройств, применяемых, например, в косилке-плющилке прицепной КПП-4.2, миниэнергосредстве «Полесье-30М» и косилке-плющилке ротационной КПр-9.

ЛИТЕРАТУРА

1. Косилка - плющилка ротационная КПр - 6. Ру-

ководство по эксплуатации. – Речица, 1998г.

2. Бибик Н.М. Математическое моделирование складывания секций КПр-6. Сборник материалов РМ НТК студентов, аспирантов и магистрантов. – Гомель, 2000. – С.17 - 20.

3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 640 с.

4. Попов В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей «Вестник ГГТУ им. П.О.Сухого». 2000 г., №2. – С. 25-29.

5. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. Пер. с латыш. /Под ред.С.Н. Кожевникова.– М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1984.- 432 с.

6. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. -671 с.

7. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231с.

8. Попов В. Б. Математическое моделирование динамики подъема навесной машины. Совр. проблемы машиноведения. Материалы МНТК. Том 2, 1998г., Гомель. – С. 80-83.

УДК 621.313.303

ИССЛЕДОВАНИЕ МОЩНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ВРЕМЕНИ, ТЕМПЕРАТУРЫ МАСЛА И СКОРОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ РЕЖИМОВ ОБКАТКИ

Л.И. Бурганская, канд. физ.-мат. наук, доцент, Л.А. Хвощинская, канд. физ.-мат. наук, доцент, В.Г. Андруш, ст. преподаватель, А.Н. Смаль, студент (УО БГАТУ)

Целью обкатки является стабилизация основных параметров двигателя при минимальных начальных износах, минимальном значении механических потерь и высоком качестве приработки. Интенсификация процессов приработки проходит в основном в трех направлениях: конструкционном, технологическом и эксплуатационном. К мероприятиям первого направления можно отнести выбор материалов пар трения, создание условий сохранения жидкостной смазки, применение геометрической формы деталей, обеспечиваю-

щей желательную «механику контакта», поддержание оптимальных температурных режимов и т. д. К технологическим мероприятиям – повышение точности изготовления и сборки сопряженных деталей и узлов, применение совершенных способов обработки поверхностей трения, нанесение различных покрытий; использование масел с присадками. Третье (эксплуатационное) направление интенсификации процессов приработки включает выбор оптимальных и рациональных скоростных, нагрузочных и температурных режимов