

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИКА ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОГО И ЛЕСОВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВ

УДК 531.8+531.011

ФОРМАЛИЗАЦИЯ АКТИВНЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗВЕНЬЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МАНИПУЛЯТОРА

Б.Я. Бакай,

канд. техн. наук, доцент каф. лесопромышленного производства и лесных дорог,
Национальный лесотехнический университет Украины, г. Львов, Украина
Bakay_Borys@rambler.ru

Предложена формализация активных сил, действующих на звенья гидравлического манипулятора, для составления уравнений Лагранжа второго рода матричного вида, что позволит решать прямую и обратную задачи динамики с использованием ПК.

Предметом изучения динамики гидравлического манипулятора является математическое описание действующих на манипулятор сил и моментов в виде уравнений динамики движения. Такие уравнения необходимы для оценки качества кинематической схемы и конструкции манипулятора. Динамическая модель манипулятора может быть построена на основе использования известных законов ньютоновской или лагранжевой механики. Результатом применения этих законов являются уравнения, связывающие действующие в сочленениях манипулятора силы и моменты с кинематическими характеристиками и параметрами движения звеньев [1–3].

Гидравлический манипулятор рассматриваем как механическую систему, состоящую из конечного числа звеньев (материальных точек M_j) массой m_j , $j \in [1:N]$. Все движения звеньев стреловой системы манипулятора предполагаем независимыми, голономными и идеальными [1]. Символом s будем обозначать ее число степеней свободы положения, а символами q_1, \dots, q_s – независимые обобщенные координаты, определяющие положение звеньев стреловой системы манипулятора.

Так как вариации $\delta q_1, \dots, \delta q_s$ независимы, то в общем уравнении механики можно полагать, что $\delta q_1 \neq 0, \delta q_2 = \dots = \delta q_s = 0$, затем $\delta q_2 \neq 0, \delta q_1 = \delta q_3 = \dots = \delta q_s = 0$ и т. д. Это приводит к системе из s обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка, которые называют уравнениями Лагранжа второго рода.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} - Q_i = 0, \quad i \in [1:s], \quad (1)$$

где $T(q_i, \dot{q}_i, t)$ – кинетическая энергия системы, Q_i – обобщенная сила.

Общий порядок системы (1) равен $2s$. Равенства (1) представляют уравнение Лагранжа второго рода. Чтобы для конкретной механической системы составить уравнение, необходимо получить кинетическую энергию T и обобщенные силы Q_i , $i \in [1:s]$ как функции аргументов $q_1, \dots, q_s, \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_s, t$, и подставить их в левую часть уравнений (1), произведя там необходимые дифференцирования.

Так как все силы, действующие на звенья манипуляторной системы имеют потенциал, то для вычисления обобщенных сил необходимо формализовать активные силы [1, 2], действующие на звенья манипулятора, в частности:

а) *Силы тяжести.* Поскольку звенья манипулятора рассматриваются как абсолютно твердые тела, силы тяжести приводятся к сосредоточенным силам, приложенным в центрах масс звеньев и направленным по вертикали вниз. Если направить по вертикали ось z неподвижной системы отсчета, то в этой системе сила тяжести s -го звена представится вектором-столбцом

$$G_s^0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_s g \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где m_s – масса звеньев гидравлического манипулятора; g – ускорение свободного падения.

Положение системы отсчета $O_s x_s y_s z_s$ относительно системы $O_{s-1} x_{s-1} y_{s-1} z_{s-1}$ полностью определяется заданием радиус-вектора $r_{O_s}^{s-1}$ точки O_s и матрицы направляющих косинусов $A_{0,s}$. Нали-

чие верхнего индекса означает, что вектор рассматривается как вектор-столбец, то есть как совокупность его проекций на оси локальной системы отсчета, номер которой совпадает с этим индексом.

Проектируя вектор G_s^0 на оси s -й локальной системы отсчета, получаем

$$G_s^s = A_{0,s}^{-1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_s g \end{pmatrix} = -m_s g \begin{pmatrix} a_{31} \\ a_{32} \\ a_{33} \end{pmatrix}_{0,s}, \quad (3)$$

где $A_{0,s}^{-1}$ – обратная матрица $A_{0,s}$ направляющих косинусов, которая связывает системы координат $Oxyz$ и $O_s x_s y_s z_s$

$$A_{0,s} = A_{0,1}(0)P(q_1)A_{1,2}(0)P(q_2)\dots A_{s-1,s}(0)P(q_s). \quad (4)$$

a_{31} , a_{32} и a_{33} – элементы матрицы $A_{0,s}$, которые равны $a_{31}^{0,s} = \cos(z_0, x_s)$, $a_{32}^{0,s} = \cos(z_0, y_s)$, $a_{33}^{0,s} = \cos(z_0, z_s)$.

Вектор момента сил тяжести s -го звена относительно точки O_s определяется известным выражением

$$M_{O_s} \{G_s\} = r_{C_s} \times G_s, \quad (5)$$

где r_{C_s} – радиус-вектор точки C_s – центра масс s -го звена.

В проекциях на оси s -й системы отсчета получаем

$$M_{O_s}^s \{G_s\} = r_{C_s}^s \times G_s^s = m_s g \begin{pmatrix} a_{32} z_{C_s} - a_{33} y_{C_s} \\ a_{33} x_{C_s} - a_{31} z_{C_s} \\ a_{31} y_{C_s} - a_{32} x_{C_s} \end{pmatrix}_{0,s}. \quad (6)$$

Здесь и в дальнейшем $M_O \{P\}$ – главный момент относительно точки O й системы сил, главный вектор которой обозначен через P . Формулы (3) и (6) справедливы как для исполнительных звеньев, так и для звеньев передаточных механизмов.

Приведение сил тяжести s -го звена к k -й системе отсчета ($k < s$) производится по формулам, известным из статики:

$$G_s^k = A_{k,s} G_s^s = -m_s g \begin{pmatrix} a_{31} \\ a_{32} \\ a_{33} \end{pmatrix}_{0,k}, \quad (7)$$

$$M_{O_k}^k \{G_s\} = r_{O_s}^k \times G_s^k + M_{O_s}^k \{G_s\} = r_{O_s}^k \times G_s^k + A_{k,s} M_{O_s}^s \{G_s\}. \quad (8)$$

Здесь вектор $r_{O_s}^k$ зависит от обобщенных координат q_{k+1}, \dots, q_s .

б) *Силами полезного сопротивления* принято называть силы, приложенные к технологическому оборудованию или исполнительным звеньям гидравлического манипулятора, которые выполняют операцию рабочего цикла (силы, для преодоления которых и создан механизм). Во время работы совершаются подъемно-переместительные операции, рабочей нагрузкой является сила тяжести груза. Она приложена к s -му исполнительному звену и определяется в соответствии с формулами (3) и (6).

Необходимо обратить внимание, что на звенья стреловой конструкции работающего гидравлического манипулятора в лесной отрасли воздействуют дополнительные нагрузки, которые порой могут в 2,5 раза превышать нагрузку, вызванную максимальной силой тяжести груза. Поэтому, предлагается, что эти нагрузки приводятся к силе P_H и моменту $M_{O_n} \{P_H\}$, приложенным к s -му звену исполнительного механизма.

$$P_H^0 = P_H^0(x_M^0, y_M^0, z_M^0, \psi, \theta, \varphi, \dot{x}_M^0, \dot{y}_M^0, \dot{z}_M^0, \dot{\psi}, \dot{\theta}, \dot{\varphi}, t), \quad (9)$$

$$M_{O_n}^0 \{P_H^0\} = M_H^0(x_M^0, y_M^0, z_M^0, \psi, \theta, \varphi, \dot{x}_M^0, \dot{y}_M^0, \dot{z}_M^0, \dot{\psi}, \dot{\theta}, \dot{\varphi}, t), \quad (10)$$

где x_M^0, y_M^0, z_M^0 – координаты полюса захвата в неподвижной системе отсчета, φ, ψ, θ – углы Эйлера, определяющие его ориентацию. Выражая обобщенные координаты и скорости захвата через q_s и \dot{q}_s с помощью функции положения, можно получить зависимости P_H^0 и M_H^0 от q_s, \dot{q}_s и t .

в) *Силы, создаваемые упругими элементами.* В современных гидравлических манипуляторах часто используются упругие элементы, позволяющие частично разгрузить передаточные механизмы от статических и динамических нагрузок. В динамических моделях гидравлического манипулятора предполагается, что упругие элементы соединяют два соседние звена механизмов гидравлического манипулятора.

В общем случае сила, создаваемая упругим элементом, соединяющим $(s-1)$ -е s -е звенья, зависит от q_s

$$P_{y_s}^s = P_{y_s}^s(q_s). \quad (11)$$

Здесь $P_{y_s}^s$ – вектор проекций на оси s -й локальной системы отсчета упругой силы, действующей на s -е звено гидравлического манипулятора. Характер зависимости (11) определяется из геометрических соотношений. Зная координаты точки приложения B_s силы $P_{y_s}^s$, легко определить момент этой силы относительно точки O_s

$$M_{O_s}^s \{P_{y_s}^s\} = r_{B_s}^s \times P_{y_s}^s. \quad (12)$$

Приведение силы $P_{y_s}^s$ и момента $M_{O_s}^s \{P_{y_s}^s\}$ к другой системе отсчета производится по формулам, аналогичным (7) и (8).

г) *Демпфирующие силы.* Для улучшения динамических характеристик манипуляционной системы в конструкциях гидравлических манипуляторов используются демпферы – устройства, создающие силы сопротивления движению. Особенно часто демпферы применяются для обеспечения плавного торможения исполнительных звеньев в конце определенного этапа движения, например при подходе к точке позиционирования. В гидравлических манипуляторах функцию демпфера обычно выполняют гидравлические цилиндры, установленные между соседними звеньями исполнительного механизма. Сила, создаваемая демпфером, соединяющим $(s-1)$ -е и s -е звено, зависит в общем случае от координаты q_s и скорости \dot{q}_s

$$P_{D_s}^s = P_{D_s}^s(q_s, \dot{q}_s). \quad (13)$$

Тогда момент этой силы относительно точек O_s определяется по формуле

$$M_{O_s}^s \{P_{D_s}^s\} = r_{B_s}^s \times P_{D_s}^s. \quad (14)$$

д) *Движущие силы D_s .* В стреловом механизме манипулятора имеется выходное звено, совершающее обычно либо вращательное, либо поступательное движение. Это звено непосредственно соединяется с входным звеном соответствующего передаточного механизма манипулятора, приводящего в движение одно из исполнительных звеньев.

е) Кроме движущих сил, рассматриваются обобщенные *исполнительные силы Q_{i_s}* , прикладываемые к исполнительным звеньям манипулятора передаточными механизмами. Точнее, это – силы или моменты сил взаимодействия между выходными звеньями передаточных механизмов и исполнительными звеньями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коловский М.З., Слоущ А.В. Основы динамики промышленных роботов. – М.: Наука. Глав. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 240 с.
2. Фу К., Гонсалес Р., Ли К. Робототехника / пер. с англ. А.А. Сорокин; ред. В. Г. Градецкий. – М.: Мир, 1989. – 622 с.
3. Бакай Б. Я. Попереднє представлення рівняння динаміки маніпулятора методом Лагранжа-Ейлера // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : Вид-во НЛТУ України. – 2011. – Вип. 21.18. – С. 322–327.

УДК [630*:65.011.54]:621.825

КАРДАННАЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНАЯ МУФТА

Р.Г. Боровиков,

канд.техн. наук, доцент, ФГБОУ ВГЛТА, г. Воронеж, РФ
borovikov_roman@mail.ru

В статье рассматривается новая конструкция предохранительного устройства для карданного привода лесохозяйственных и сельскохозяйственных машин.