

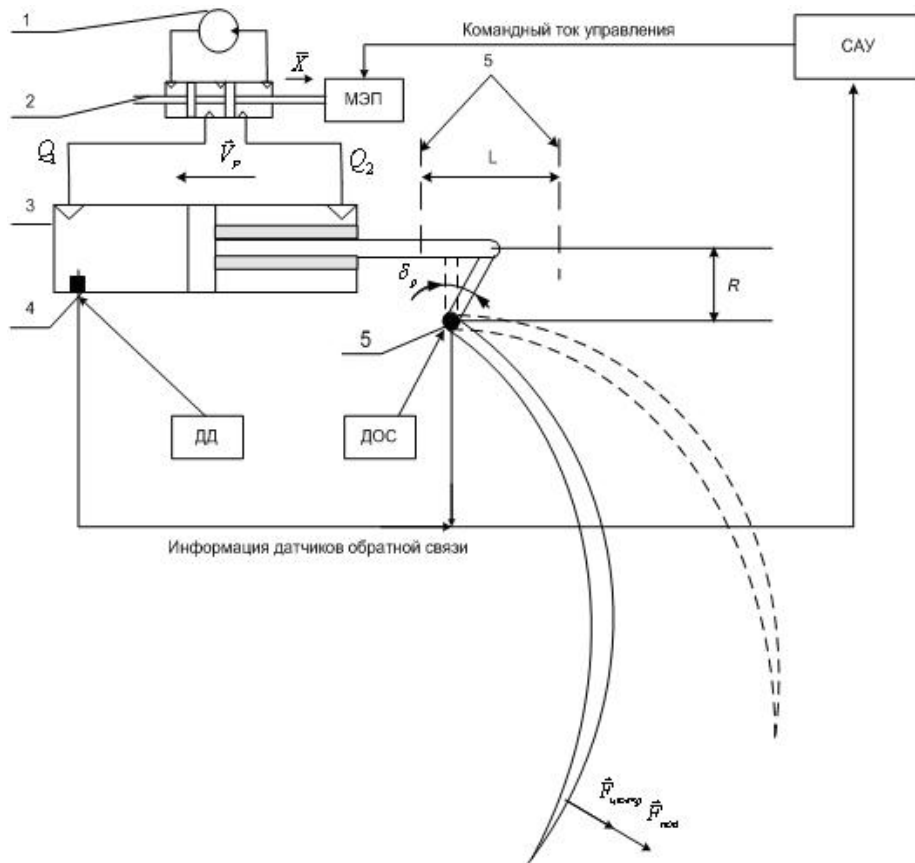
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА РОТОРНОГО ОКОРОЧНОГО СТАНКА

Берстенов А.В., Побединский В.В.

(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) nto@krovtrade.ru

MATHEMATICAL MODEL OF A HYDRODRIVE OF WORKING BODY THE ROTARY DEBARKING MACHINE

Структурная реализация конструктивного решения гидропривода режущего инструмента роторного окорочного станка [1] предусматривает использование механизма с системой автоматического управления (САУ) [2,3]. Для исследования работы такой конструкции (рисунок 1) необходима модель гидравлического привода. Ниже приводится описание разработанной математической модели гидропривода для станка ОК-63.



1 – гидравлический насос; 2 – золотник; 3 – гидроцилиндр; 4 – датчик давления;
5 – круговой индукционный датчик обратной связи.

Рисунок 1 - Принципиальная схема гидравлического привода рабочего органа окорочного станка

Вращательное движение короснимателя (органа управления) для модели станка описывается следующими уравнениями:

Значение угла поворота δ_p управляющего (УО) органа относительно исходного положения находится по формуле:

$$\delta_p = \arcsin \frac{S_p}{R}, \quad (1)$$

Угловая скорость УО

$$\frac{d\delta_p}{dt} = \frac{V_p}{R}, \quad (2)$$

где R - плечо приложения усилия РМ к УО, $R=3\text{см}$;

S_p, V_p - перемещение и скорость УО, приведенные к штоку гидроцилиндра (ГЦ) привода короснимателя (ПК), рассчитываются, соответственно, по формулам:

$$\frac{dS_p}{dt} = V_p; \quad (3)$$

$$\frac{dV_h}{dt} = \frac{F_{\text{деф}} - (F_{\text{ноз}} - F_{\text{деб}})}{m_p}. \quad (4)$$

где $F_{\text{деф}}$ – сила деформации, определяется из выражения:

$$F_{\text{деф}} = \begin{cases} C_M \cdot (S - S_p - l_u), & \text{если } S - S_p > l_u; \\ C_M \cdot (S - S_p), & \text{если } S - S_p > 0; \\ 0, & \text{если } l_u \geq S - S_p \geq 0; \end{cases} \quad (5)$$

где S - перемещение штока относительно ГЦ ПК;

C_M - жёсткость системы, $C_M = 30000 \text{ кгс/см}$;

l_u - люфт в кинематической передаче от ГЦ к УО, $l_u = 0,05 \text{ мм}$

$F_{\text{ноз}}$ вычисляется по формуле:

$$F_{\text{ноз}} = \frac{M_{\text{пов}}}{R}, \quad (6)$$

где $M_{\text{пов}}$ – момент сил, действующий на УО от взаимодействия с обрабатываемой поверхностью.

$F_{\text{деб}}$ рассчитывается по формуле:

$$F_{\text{деб}} = \frac{M_{\text{деб}}}{R}; \quad (7)$$

где $M_{\text{деб}}$ – момент дисбаланса от перегрузок.

M_p – масса штока ГЦ с тягой к УО и приведённая к штоку ГЦ масса УО, рассчитываемая по формуле:

$$m_p = \frac{I_p}{R^2}, \quad (8)$$

где I_p - суммарный момент инерции УО и штока ГЦ с тягой к УО относительно оси вращения УО, $I_p = 10 \cdot 10^{-4} \text{ кгс с}^2 \cdot \text{м}$.

Скорость движения штока ГЦ описывается уравнением:

$$\frac{dS}{dt} = \begin{cases} 0, & \text{если } |F_{\text{зи}} - F_{\text{деф}}| \leq F_{\text{мп}}; \\ \frac{F_{\text{зи}} - F_{\text{деф}} - F_{\text{мп}} \cdot \text{sign}(F_{\text{зи}} - F_{\text{деф}})}{K_d}, & \text{если } |F_{\text{зи}} - F_{\text{деф}}| > F_{\text{мп}}; \end{cases} \quad (9)$$

где K_d - коэффициент демпфирующей нагрузки на шток ГЦ, $K_d = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с/см}$.

Сила трения $F_{\text{мп}}$ рассчитывается по формуле:

$$F_{mp} = K_{mp} \cdot |F_{zu}|; \quad (10)$$

где $K_{тр}$ - безразмерный коэффициент сухого трения в ГЦ, $K_{тр} = 0,05$;
 F_{zu} - сила, действующая на шток ГЦ, описывается выражением:

$$F_{zu} = A_1 \cdot P_1 - A_2 \cdot P_2; \quad (11)$$

где A_1 - эффективная площадь поршня бесштоковой полости ГЦ, $A_1 = 10,48 \text{ см}^2$;
 A_2 - эффективная площадь поршня штоковой полости ГЦ, $A_2 = 1,16 \text{ см}^2$;
 P_1, P_2 - давление в бесштоковой и штоковой полостях ГЦ.

Перемещение штока ограничивается механическими упорами ГЦ, расстояние между которыми $L = (1,6 - 0,01)\text{см}$. При полностью втянутом штоке $S = -S_{вт}$ ($S_{вт} = -0,1$) см. В точках механических упоров $\frac{dS}{dt} = 0$. Рабочий диапазон перемещения штока составляет от 0 до 12,7 мм и соответствует рабочим углам поворота УО от 0° до 25° .

Давление P_1 и P_2 в формуле (11) определяются из уравнений:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{E}{W_1} \cdot \left(Q_1 - A_1 \cdot \frac{dS}{dt} \right); \quad (12)$$

$$P_1 \geq 0; \quad (13)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{E}{W_2} \cdot \left(Q_2 - A_2 \cdot \frac{dS}{dt} \right); \quad (14)$$

$$P_2 \geq 0; \quad (15)$$

где E - приведённый модуль упругости ПК, $E = 6000 \text{ кгс/см}^2$;
 W_1, W_2 - объёмы бесштоковой и штоковой полости ГЦ;
 Q_1, Q_2 - расходы рабочей жидкости, поступающей в полости ГЦ или вытекающей из них.

Зависимости объёмов W_1, W_2 от перемещений штока S имеют вид:

$$W_1 = W_{1n} + A_1 \cdot (S + S_{см}); \quad (16)$$

$$W_2 = W_{2n} + A_2 \cdot (L - S - S_{см}), \quad (17)$$

где W_{1n}, W_{2n} - «паразитные» объёмы бесштоковой и штоковой полостей ГЦ,
 $W_{1n} = W_{2n} = 3 \text{ см}^3$.

Значения расходов Q_1 и Q_2 зависят от проводимостей рабочих окон и каналов золотникового распределителя и от перепадов давления на них:

$$Q = \begin{cases} G_3 \cdot \sqrt{|P_{вх} - P_1|} \cdot \text{sign}(P_{вх} - P_1), & \text{если } \bar{X}_3 > 0; \\ -G_3 \cdot \sqrt{|P_1 - P_{вх}|} \cdot \text{sign}(P_1 - P_{вх}), & \text{если } \bar{X}_3 \leq 0; \end{cases} \quad (18)$$

$$Q = \begin{cases} G_3 \cdot \sqrt{|P_{вх} - P_2|} \cdot \text{sign}(P_{вх} - P_2), & \text{если } \bar{X}_3 > 0; \\ -G_3 \cdot \sqrt{|P_2 - P_{вх}|} \cdot \text{sign}(P_2 - P_{вх}), & \text{если } \bar{X}_3 \leq 0; \end{cases} \quad (19)$$

$$|\bar{X}_3| \leq 1, \quad (20)$$

где $P_{вх}$ - давление на входе золотникового распределителя $P_{вх} = (255 \dots 295) \text{ кгс/см}^2$;

$P_{вх}$ - давление на выходе золотникового распределителя, $P_{вх} \leq 4 \text{ кгс/см}^2$;

G_3 - суммарная проводимость рабочего окна и канала золотникового распределителя, определяется из выражений:

$$G_3 = 0, \text{ если } \bar{X}_3 = 0; \quad (21)$$

$$\frac{1}{G_3} = \frac{1}{(G_{ок \max} \cdot \bar{X})^2} + \frac{1}{G_k^2}, \text{ если } \bar{X}_3 \neq 0, \quad (22)$$

где $G_{ок \max}$ - максимальная проводимость рабочего окна при $(|\bar{X}_3| = 1)$,

$$G_{ок\max} = 25,6 \frac{см^2}{с \cdot кгс^{0.5}};$$

G_k - проводимость канала золотникового распределителя, $G_k = 210 \frac{см^2}{с \cdot кгс^{0.5}}$;

\bar{X}_3 - относительное перемещение золотника электрогидравлического усилителя (ЭГУ), безразмерное перемещение золотника \bar{X}_3 определяется выражениями:

$$\frac{d\bar{X}_3}{dt} = \begin{cases} \frac{\bar{X} + \bar{X}_F \cdot \bar{X}_n}{T_3}, & \text{если } |\bar{X}| \leq \bar{X}_F; \\ \frac{sign \bar{X} + \bar{X}_n}{T_3}, & \text{если } |\bar{X}| > \bar{X}_F, \end{cases} \quad (23)$$

где \bar{X} - относительное перемещение струйной трубки 1-го каскада ЭГУ;

\bar{X}_F - относительное перемещение струйной трубки, при котором проис-

ходит

насыщение силовой характеристики 1-го каскада, $\bar{X}_F = 0,7 \dots 1$;

T_3 - постоянная времени золотника ЭГУ, $T_3 =$ от 2,5 до 3 мс;

\bar{X}_n - отношение силы от линейных перегрузок, действующих на золот-

ник,

к максимальной тормозной силе 1-го каскада ЭГУ.

Относительное перемещение струйной трубки 1-го каскада ЭГУ вычисляется по формулам:

$$\bar{X} = \begin{cases} 0, & \text{если } |\bar{i}_{кэ}| < 0,5 \cdot \bar{i}_{зн} \\ K \cdot (\bar{i}_{кэ} - 0,5 \cdot \bar{i}_{зн} \cdot sign \bar{i}_{кэ}), & \text{если } \bar{i}_{кэ} > |\bar{i}_{кэ}| > 0,5 \cdot \bar{i}_{зн}; \\ sign \bar{i}_{кэ}, & \text{если } |\bar{i}_{кэ}| > \bar{i}_{ск}; \end{cases} \quad (24)$$

$$K = \frac{1}{\bar{i}_{ск} - 0,5 \cdot \bar{i}_{зн}}; \quad (25)$$

где $\bar{i}_{кэ}$ - относительный эквивалентный ток;

$\bar{i}_{кэ}$ - зона нечувствительности магнитоэлектрического преобразователя (МЭП) $\bar{i}_{кэ} \leq 0,08$;

$\bar{i}_{ск}$ - относительный командный ток насыщения \bar{X} , $\bar{i}_{ск} = 0,25$.

Относительный эквивалентный ток рассчитывается следующим образом:

$$\bar{i}_{кэ} = \bar{i}_k - \bar{i}_{ск1} \cdot \bar{X} + \bar{i}_{см}, \quad (26)$$

где \bar{i}_k - относительный командный ток СУ;

$\bar{i}_{см}$ - смещение зоны нечувствительности магнитоэлектрического преобразователя (МЭП);

$\bar{i}_{ск1}$ - относительный командный ток насыщения \bar{X}_3 , $\bar{i}_{ск1} = 0,25 \dots 1$.

Смещение середины зоны нечувствительности МЭП рассчитывается по формуле:

$$\bar{i}_{см} = \bar{i}_{смк} + \bar{i}_{смт}, \quad (27)$$

где $|\bar{i}_{смк}|$ - относительное смещение середины зоны нечувствительности МЭП от конструктивных факторов, $|\bar{i}_{смк}| \leq 0,11$.

$\bar{i}_{cмн}$ - относительное смещение середины зоны нечувствительности МЭП от линейных перегрузок (отношение момента дисбаланса подвижных частей МЭП при действии линейных перегрузок к максимальному моменту, развиваемому МЭП), определяется из выражения:

$$|\bar{i}_{cмн}| = \frac{n}{n_{max}} \cdot \bar{i}_{cмн\ max}, \quad (28)$$

где n - коэффициент суммарной перегрузки;

n_{max} - коэффициент максимальной суммарной перегрузки, $n_{max} = 200$;

$\bar{i}_{cмн\ max}$ - максимальное значение $\bar{i}_{cмн}$, $\bar{i}_{cмн\ max} = 0,09$.

Отношение силы от линейных перегрузок, действующих на золотник, к максимальной тормозной силе 1-го каскада ЭГУ, \bar{X}_n рассчитывается по формуле:

$$\bar{X}_n = \frac{n}{n_{max}} \cdot \bar{X}_{n\ max}, \quad (29)$$

где $\bar{X}_{n\ max}$ - максимальные значения \bar{X}_n , $\bar{X}_{n\ max} = 0.014$, при этом

$$sign \bar{i}_{cмн} = -sign \bar{X}_n. \quad (30)$$

Величина n_{max} зависит от ориентации ЭГУ на изделии.

Относительные перемещения \bar{X} и \bar{X}_z определяются отношением их значений к соответствующим максимальным перемещениям.

Все относительные токи, зона нечувствительности и её смещение определяются по отношению к максимальному командному току $i_{k\ max} = 40\text{мА}$. Значение силы командного тока изменяется в диапазоне от минус 40 до +40 мА.

Угол поворота вала кругового индукционного датчика обратной связи в зависимости от перемещения штока ГЦ определяется выражениями:

$$\varphi_{дос} = \arcsin \frac{S_{дос}}{R_{дос}}; \quad (31)$$

$$S_{дос} = \begin{cases} S & \text{при выдвигании штока} \\ S + l_{u1} & \text{при втягивании штока} \\ S < S_{дос} < S + l_{u1} & \text{при смене направления движения штока} \end{cases} \quad (32)$$

где l_{u1} - люфт в кинематической передаче от штока ГЦ к датчику обратной связи,

$$l_{u1} = 0,04 \text{ мм};$$

$R_{дос}$ - плечо поворота вала датчика обратной связи, $R_{дос} = 2,4\text{см}$.

При смене направления движения штока вал датчика останавливается в пределах люфта.

При моделировании процесса работы гидропривода для дифференциальных уравнений математической модели задаются следующие начальные условия в момент времени $t = t_0$:

$$\bar{X}_z = \bar{X}_{z0}; \quad S = S_0; \quad S_p = S_{p0}; \quad P_2 = P_{20}; \quad P_1 = P_{10}.$$

Предложенная математическая модель позволяет исследовать процесс работу механизма резания в процессе окорки лесоматериалов.

Преимущества модели в том, что наиболее точно учитываются различные нелинейности (люфты, дисбаланс, запаздывание, «паразитные» объемы, утечки и т.д.). При подобном подходе обеспечивается наибольшая точность моделирования процесса, корректность физического описания процессов обеспечивается развитым математическим аппаратом системы MatLab.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Берстенёв А.В., Побединский В.В., Санников С.П. Система автоматического управления рабочими органами роторного окорочного станка. – Сборник докладов второй научно-техн. конф. молодых специалистов. – Екатеринбург: УГЛТУ, 19 апреля 2006 г.
2. Дорф Р.К., Бишоп Р. Х. Современные системы управления. – М.: «Лаборатория Базовых Знаний», 2004 г. – 832 с.
3. Александров В.В., Болянский В.Г., Лемак С.С., Парусников Н.А., Тихомиров В.М. Оптимальное управление движением. – М.: «Физматлит», 2005 г. -375 с.
4. Пигильдин Н.Ф. Окорка лесоматериалов.–М.: Лесная промышленность,1982-192с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ РОТОРНОГО ОКОРОЧНОГО СТАНКА В СРЕДЕ MATLAB

Побединский В.В., Берстенев А.В., Шуняев С.Н.
(УГЛТУ, г.Екатеринбург, РФ) nto@krovtrade.ru

MODELLING OF WORKING PROCESSES ON ROTARY THE DEBARKING MACHINE IN MATLAB ENVIRONMENT

Как известно [1], для исследования системы автоматического управления (САУ) рабочими органами роторного окорочного станка используются спектральные характеристики воздействий со стороны микропрофиля поверхности обрабатываемого лесоматериала. Динамические нагрузки обуславливаются пороками древесины (кривизна, сучки, овальность и т. д.), распределение которых описывается имитационной моделью [2], позволяющей статистически оценить поверхность обрабатываемого лесоматериала.

Однако функциональные зависимости, связывающие характеристики лесоматериалов, пороков древесины, режимов обработки с одной стороны, и параметры динамических нагрузок с другой, установить практически невозможно. Наиболее эффективным подходом к решению такой задачи будет применение теории нечетких множеств (ТНМ) [3].

Разработка модели на основе ТНМ может быть выполнена в различных системах программирования, например, Delphi, Builder и др. Но системы объектно-ориентированного языка имеют только возможности построения моделей нечеткого вывода, что требует значительных затрат при разработке. В настоящее время к стандартным системам создан ряд приложений для практического использования нечетких множеств, одна из них – это MatLab, которая обеспечена наиболее развитыми пакетами Simulink и Fuzzy Logic Toolbox [5].

Для реализации всех концепций нечеткого вывода – фаззификации, агрегирования, активизации или композиции подзаклучений, аккумуляирования правил, дефаззификации выходных данных предусмотрены специальные процедуры и функции, созданные в пакетах моделирования MatLab.

Систему нечёткого вывода можно разработать, используя пакет Fuzzy Logic Toolbox в интерактивном режиме или в режиме командной строки. Такой способ разработки обладает большой гибкостью и простотой реализации. Применение данного инструментария при проектировании нечётких систем наиболее подходит для решения задач исследования свойств системы, особенно если результатом функционирования нечёткой системы являются параметры, обладающие строго определённым физическим