

и обработки данных. 6. Почтенный Е.К., Кадолко Л.И., Горбацевич М.И., Капуста П.П., Минюкович С.М. Ускоренные испытания рамы автомобиля// Автомобильная промышленность. –1998. - № 7. - С. 25-26. 7. Капуста П.П., Слабко И.А., Махнач В.Г. Моделирование, испытания и прогнозирование ресурса осей автотранспортных средств// Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления. Сборник научных трудов. В 3 томах. Т. 2 / Под общ. ред. П.А. Витязя. – Мн.: УП “Техно-принт”, 2002. – С. 391-397. 8. Капуста П.П., Слабко И.А. Аппаратно-программный комплекс для оценки эксплуатационной нагруженности несущих конструкций// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 6. Автоматизация проектирования и информационные технологии. - Мн., 2004. - С. 47-56. 9. Капуста П.П., Вихренко Д.В., Слабко И.А. Моделирование нагруженности и разрушения клепаных рамных автомобильных конструкций// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 6. Автоматизация проектирования и информационные технологии. - Мн., 2004. - С. 56-64. 10. Капуста П.П., Слабко И.А., Вихренко Д.В. Методика экспериментального прогнозирования ресурса автомобильных несущих конструкций// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 4. Надежность и ресурсное проектирование машин. - Мн., 2004. - С. 85 – 88. 11. Капуста П.П., Слабко И.А., Рубцов А.В. Системная экспериментальная оценка эксплуатационной нагруженности несущих конструкций магистрального автопоезда// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 4. Надежность и ресурсное проектирование машин. - Мн., 2004. - С. 88 – 94.

УДК 62.82.001.63

Горошко В.Ф., Леневиц В.П.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

При проектировании станков возникает необходимость в анализе статистики и динамики системы с целью получения требуемых характеристик, обеспечивающих высокое качество оборудования. Выполнить это можно только при наличии математической модели.

На примере гидропривода, принципиальная схема которого изображена на рисунке 1, рассмотрим методику разработки математической модели привода вращения.

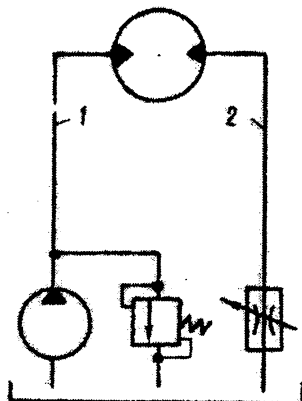


Рисунок 1 – Принципиальная схема гидропривода вращательного движения с дросселем на выходе

При разработке математической модели рассматриваемого гидропривода нами приняты следующие упрощающие допущения [2]:

а) непрерывность функций, описывающих расходные и силовые характеристики элементов;

б) пренебрегаем волновыми процессами в рабочей жидкости в предположении относительно небольшой протяженности магистралей;

в) упругие, инерционные и демпфирующие свойства рабочей жидкости и элементов представляем сосредоточенными параметрами;

г) полагаем линейную зависимость внешних и внутренних утечек в гидросистеме от давления;

д) коэффициенты расходов гидравлических сопротивлений принимаются постоянными;

е) полагаем, что кромки щелей клапанов и золотников прямые и острые, а диаметральные зазоры пренебрежимо малы;

ж) пренебрегаем гидродинамическими силами реакции струи в золотниках;

з) полагаем постоянным угол истечения струи в клапане.

На принципиальной схеме цифрами 1 и 2 отмечены нагнетательная и сливная магистраль.

Принимая в качестве неизвестных величин давления p_1 и p_2 в магистральных 1 и 2, частоту вращения n вала гидромотора и ширину щели z в клапане, состояние рассматриваемого привода вращательного движения (рис. 1) с учетом принятых выше допущений может быть описано в первом приближении системой нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E}{V_1} \left(Q_n + A_m \cdot n - F_3 \cdot \dot{z} - 0,5 \mu \pi d (z + |z|) \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} + k_n p_n - (k_1 + k_n) p_1 - k_{12} (p_1 - p_2) \right); \\ \dot{p}_2 = \frac{E}{V_2} \left(A_m \cdot n - G \sqrt{p_2} - k_2 p_2 + k_{12} (p_1 - p_2) \right); \\ \dot{n} = \frac{1}{J} (B_m \cdot p_1 - B_m \cdot p_2 - \beta_m \cdot n - M_0 + y(t)); \\ \ddot{z} = \frac{1}{m_2} (F_3 \cdot p_1 - \beta_1 \cdot \dot{z} - \beta_2 \cdot |\dot{z}| \cdot \dot{z} - c(h + z) - \mu \pi d (z + |z|) p_1 \cos \theta), \end{cases} \quad (1)$$

где E – модуль упругости рабочей жидкости; Q_n – подача насоса; F_3 – площадь торца клапана; n – частота вращения мотора; c – жесткость пружины клапана; h – предварительное открытие щели клапана; d – диаметр плунжера клапана; θ – угол наклона реактивной струи в клапане; μ – коэффициент рас-⁽¹⁾хода через дроссель; β_2 – коэффициент трения в клапане; p_1 и p_2 – давление в магистралях 1 и 2; z – ширина щели клапана; V_1 и V_2 – объемы магистралей 1 и 2; J – приведенный к валу мотора динамический момент инерции рабочего органа; A_m и B_m – коэффициенты мотора; M_0 и $y(t)$ – постоянная и переменная составляющие момента сопротивления, приведенные к валу мотора; β_m – приведенный к валу мотора коэффициент вязкого трения; k_{12} – коэффициент внутренних утечек мотора; k_1 и k_2 – коэффициенты внешних утечек; G – проводимость дросселя.

Статическое состояние привода описывается системой алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} Q_n + A_m \cdot n_0 - \mu \pi d z_0 \sqrt{\frac{2p_{10}}{\rho}} + k_n p_n - (k_n + k_1) \cdot p_{10} - k_{12} (p_{10} - p_{20}) = 0; \\ A_m \cdot n_0 - G \sqrt{p_{20}} - k_2 p_{20} + k_{12} (p_{10} - p_{20}) = 0; \\ B_m \cdot p_{10} - B_m \cdot p_{20} - \beta_m \cdot n_0 - M_0 = 0; \\ F_3 \cdot p_{10} - c(h + z_0) - 2 \mu \pi d z_0 p_{10} \cos \theta = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Четыре уравнения системы (2) содержат шесть неизвестных величин: p_{10} , p_{20} , n_0 , z_0 , h и G , что указывает на необходимость задаться двумя из шести названных. Анализ показывает, что удобнее задаться значениями p_{10} , и n_0 . Значения p_{20} , z_0 , h и G могут быть тогда определены одним из итерационных методов решения на ЭВМ.

Система линейных дифференциальных уравнений, получаемая на основе линеаризации системы (1), может быть записана в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_1 = \frac{1}{C_1} (-k_{11} \cdot x_1 + k_{12} \cdot x_2 - A_m \cdot x_3 - F_3 \cdot x_4 - K \cdot x_5); \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{C_2} (k_{12} \cdot x_1 - k_{22} \cdot x_2 + A_m \cdot x_3); \\ \dot{x}_3 = \frac{1}{J} (B_m \cdot x_1 - B_m \cdot x_2 - \beta_m \cdot x_3 + y(t)); \\ x_4 = \frac{1}{m_2} (F_3^* \cdot x_1 - \beta_1 \cdot x_4 - c^* \cdot x_5); \\ \dot{x}_5 = x_4, \end{array} \right. \quad (3)$$

где x_1 и x_2 – приращения давлений в магистралях 1 и 2; $x_1 = p_1 - p_{10}$; $x_2 = p_2 - p_{20}$; x_3 и x_5 – приращения частоты вращения вала мотора и ширины щели в клапане ($x_3 = n - n_0$; $x_5 = z - z_0$); x_4 – скорость плунжера клапана; C_1 и C_2 – гидравлические емкости магистралей 1 и 2; k_{11} и k_{22} – приведенные коэффициенты утечек; K – коэффициент усиления клапана; F_3^* и c^* – приведенные с учетом гидродинамической силы площадь торца плунжера и жесткость пружины клапана. Значения C_1 и C_2 , K , k_{11} , k_{22} , F_3^* и c^* принимаем равными:

$$C_1 = \frac{V_1}{E}; \quad C_2 = \frac{V_2}{E}; \quad K = \mu \pi d \sqrt{\frac{2p_{10}}{\rho}}; \quad k_{11} = k_1 + k_{12} + k_n + \frac{\mu \pi d z_0}{\sqrt{2p_{10} \rho}};$$

$$k_{22} = k_2 + k_{12} + \frac{G}{2\sqrt{p_{20}}}; \quad F_3^* = F_3 - 2\mu \pi d z_0 \cos \theta; \quad c^* = c + 2\mu \pi d p_{10} \cdot \cos \theta.$$

Собственные колебания рассматриваемого гидропривода исследуются на основе анализа характеристического уравнения, получаемого приравнением нулю определителя системы линейных дифференциальных уравнений:

$$S^5 + L_4 S^4 + L_3 S^3 + L_2 S^2 + L_1 S + L_0 = 0.$$

В этом уравнении S – оператор Лапласа; L_4, L_3, L_2, L_1, L_0 – коэффициенты, значения которых находятся из определителя системы:

Вынужденные колебания исследуются на основе передаточных функций, получаемых как частные решения данной системы в пространстве изображений.

$$\begin{vmatrix} -\left(S + \frac{k_{11}}{C_1}\right) & \frac{k_{12}}{C_1} & \frac{A_m}{C_1} & -\frac{F_3}{C_1} & -\frac{K}{C_1} \\ \frac{k_{12}}{C_2} & -\left(S + \frac{k_{22}}{C_2}\right) & \frac{A_m}{C_2} & 0 & 0 \\ \frac{\beta_m}{J} & \frac{\beta_m}{J} & -\left(S + \frac{\beta_m}{J}\right) & 0 & 0 \\ \frac{F_3^*}{m_2} & 0 & 0 & \left(S + \frac{\beta_1}{m_2}\right) & -\frac{c^*}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -S \end{vmatrix}$$

Так, например, влияние пульсации подачи насоса $Q(t)$ на колебание скорости ротора гидромотора $n(S)$ исследуется при помощи передаточной функции вида

$$W = \frac{1}{C_1} \cdot \frac{b_3 S^3 + b_2 S^2 + b_1 S + b_0}{S^5 + L_4 S^4 + L_3 S^3 + L_2 S^2 + L_1 S + S_0}, \quad (4)$$

где b_3, b_2, b_1, b_0 – координаты, определяемые из определителя

$$\begin{vmatrix} \frac{k_{12}}{C_2} & -\left(S + \frac{k_{22}}{C_2}\right) & 0 & 0 \\ \frac{\beta_m}{J} & -\frac{\beta_m}{J} & 0 & 0 \\ F_3^* & 0 & -\left(S + \frac{\beta_1}{m_2}\right) & -\frac{c^*}{m_2} \\ 0 & 0 & -1 & -S \end{vmatrix}$$

Амплитудно-частотная характеристика гидропривода в соответствии с передаточной функцией строится на основе зависимости:

$$A = \frac{1}{C_1} \sqrt{\frac{(b_0 - b_2 \omega)^2 + (b_1 \omega - b_2 \omega^3)^2}{(L_0 - L_2 \omega^2 + L_4 \omega^4)^2 + (L_1 \omega - L_3 \omega^3 + \omega^5)^2}}, \quad (5)$$

ЛИТЕРАТУРА

Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика, 2-е изд., - М., Машиностроение. 1971-672 с. 2. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков, - М., Машиностроение, 1979-288 с. 3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.; Наука, 1973-832с.