

## **АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА СЕКЦИИ КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ РОТАЦИОННОЙ КПр-9**

**В. Б. Попов**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Динамический анализ гидропривода (ГП), нагруженного рабочей секцией КПр-9 через механизм подъема секции (МПС), дает возможность определить закон движения поршня гидроцилиндра (ГЦ). Для этого выбирается динамическая схема замещения ГП и аналитически определяются потери давления в гидромагистральной, связывающей гидронасос и ГЦ. На основе уравнения Лагранжа 2-го рода для машинного агрегата, состоящего из ГП и МПС, составляется уравнение движения поршня ГЦ. При моделировании на макроуровне выбор динамической схемы для замещения ГП открытого типа определяется соотношением отдельных объемов жидкости в напорной магистральной до и после гидрораспределителя (ГР). В большинстве случаев приемлемая точность решения достигается при использовании функциональной математической модели (ФММ) с одним приведенным объемом жидкости. В данном случае большая часть жидкости находится после ГР, поэтому весь ее объем сосредотачивается у ГЦ. Из-за присутствия пузырьков нерастворенного воздуха рабочая жидкость считается сжимаемой. При формировании динамической схемы также учитываются назначение МП и особенности работы ГП. Процесс подъема секции протекает за сравнительно короткое время (3,3–3,4 с), т. е. по характеру близок к адиабатическому. Поэтому температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха считаются постоянными. Принимается, что структурные элементы ГП: гидронасос (ГН), ГР и предохранительный клапан (ПК) работают безынерционно. В итоге получаем ММ динамического анализа в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{\text{нр}}}{V_0 + F_c(S - S_0)} Q - \frac{F_c \cdot E_{\text{нр}}}{V_0 + F_c(S - S_0)} \dot{S}; \\ p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot \dot{S}^2) - \Delta p_{\text{др}}; \\ m(S)\ddot{S} + \frac{1}{2}m'(S)\dot{S}^2 = p_2 \cdot F_c - [F(S) + F_{\text{тр}}^{\text{нр}}(S)], \end{cases}$$

где  $F_c$  – площадь поршня ГЦ;  $\dot{p}_1$  – скорость изменения давления у ГН;  $Q$  – подача ГН;  $V_0$  – начальный объем жидкости;  $E_{\text{нр}}$  – приведенный модуль объемной упругости гидроцепи;  $p_2$  – давление у ГЦ;  $a_1$  – коэффициент, учитывающий инерцию жидкости;  $a_2$  – коэффициент, учитывающий ламинарный характер течения жидкости;  $a_3$  – коэффициент, учитывающий турбулентный характер течения жидкости и местные гидравлические сопротивления;  $m(S)$ ,  $m'(S)$  – соответственно приведенная масса и ее производная по обобщенной координате;  $F(S)$  – полезная нагрузка;  $F_{\text{тр}}^{\text{нр}}(S)$  – сила трения.

В результате решения системы дифференциальных уравнений методом численного интегрирования определяется закон движения поршня ГЦ –  $S(t) = f(S, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ , а также изменение давления у ГН –  $p_1(t)$  и ГЦ –  $p_2(t)$ . Давление у ГН, определяемое приведенной нагрузкой и потерями давления в гидромагистрали, не должно превышать давление настройки ПК. Иначе часть жидкости сливается через ПК, а аналитически это выражается в формировании «усеченной» системы уравнений и ее решении до тех пор, пока давление у ГН не станет меньше давления настройки ПК.