

УДК 62 – 366.1.001.5 (575.2) (04)

**ДИНАМИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА,
РАБОТАЮЩЕГО НА МИНЕРАЛЬНОМ МАСЛЕ
С ПОВЫШЕННОЙ ВЯЗКОСТЬЮ**

Н.И. Михеева – канд. техн. наук, доцент,
Б.Б. Кошоева – соискатель

A nonlinear model was developed for the transient of the hydraulic cylinder, working on mineral oil with superviscosity, where the transient was calculated by numerical method. The authors give recommendations how to use the proposed method in designing of hydraulic actuator.

В гидроприводах, работающих с большими нагрузками и малыми скоростями перемещения, в качестве рабочей жидкости применяется минеральное масло с повышенной вязкостью. Это позволяет снизить внутренние утечки, а следовательно, повысить КПД оборудования.

Исследование переходного процесса скорости поршня можно произвести на основе расчетной схемы (рис. 1) с использованием уравнения динамики, составленного по принципу Д'Аламбера [1].

При этом уравнение баланса сил, действующих на поршень цилиндра, можно представить в виде:

$$PF = M \frac{d^2x}{dt^2} + \alpha \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + R_n + R_{mp}, \quad (1)$$

где M – масса движущих частей цилиндра; P – давление в рабочей полости цилиндра; α – коэффициент вязкого трения, зависящий от сорта масла; F – площадь поршня; R_n – нагрузка в силовом цилиндре; R_{mp} – силы трения.

Уравнение неразрывности потока жидкости:

$$Q = F \frac{dx}{dt} + F \frac{d(z-x)}{dt} + \kappa_y P, \quad (2)$$

где Q – расход рабочей жидкости; z – координата жидкости; x – координата поршня; κ_y – коэффициент утечки.

Уравнение связи, учитывающее сжимаемость рабочей жидкости:

$$PF = \kappa_{ж}(z-x), \quad (3)$$

где $\kappa_{ж}$ – коэффициент сжимаемости рабочей жидкости.

Пренебрегая сжимаемостью рабочей жидкости, т.е. полагая $z = x$, получим уравнение (2) в форме:

$$Q = F \frac{dx}{dt} + \kappa_y P. \quad (4)$$

Выразив P из уравнения (1) и подставив в уравнение (4), получим следующее выражение:

$$Q = F \frac{dx}{dt} + \frac{\kappa_y M}{F} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{\alpha \kappa_y}{F} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \frac{\kappa_y}{F} (R_n + R_{mp}). \quad (5)$$

После ряда преобразований уравнение (5) примет вид:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -b_1 \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 - b_2 \frac{dx}{dt} + b_3, \quad (6)$$

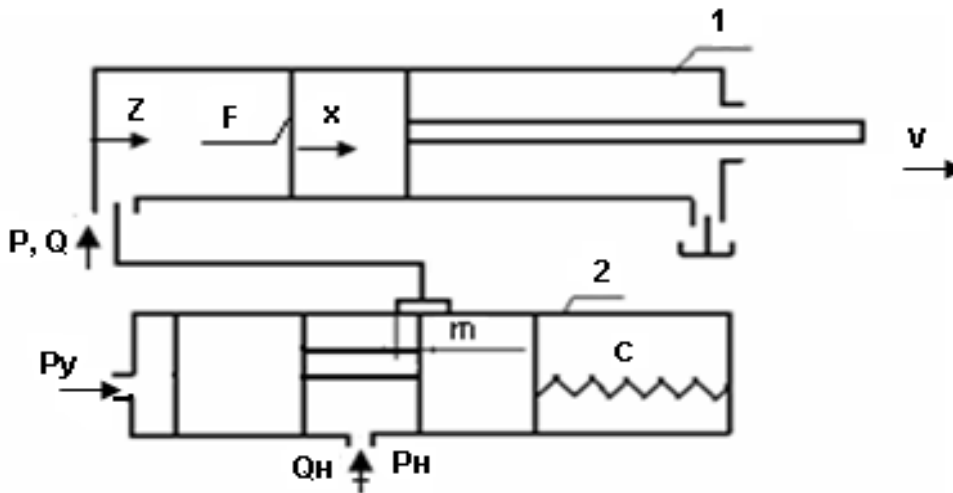


Рис. 1. Расчетная схема: 1 – силовой гидроцилиндр, 2 – регулятор расхода;
 P_y – управляющее давление; Q_H, P_H – расход и давление насоса;
 c – коэффициент жесткости пружины; m – величина открытия щели;
 V – скорость поршня.

где $b_1 = \frac{\alpha}{M}$, $b_2 = \frac{F^2}{k_y M}$,

$$b_3 = \frac{QF}{k_y M} - \frac{1}{M} (R_n + \sum R_{mp}).$$

Обозначив в уравнении (6) $\frac{dx}{dt} = y$, получим дифференциальное уравнение относительно скорости поршня:

$$y' = -b_1 y^2 - b_2 y + b_3. \quad (7)$$

Видно, что уравнение (7) является нелинейным, так как в нем учтен процесс вязкого трения, обусловленный использованием минерального масла с повышенной вязкостью.

Для решения нелинейного дифференциального уравнения (7) можно применить численный метод, основанный на разложении в ряд Тэйлора. При этом значение искомого параметра на последующем шаге y_{n+1} зависит от величины на предыдущем шаге y_n по формуле [2]:

$$y_{n+1} = y_n + y_n' h + y_n'' \frac{h^2}{2!} + y_n''' \frac{h^3}{3!} + \dots, \quad (8)$$

где h – величина шага по времени.

Аналитические выражения старших производных легко находятся последовательным дифференцированием (7):

$$y'' = -2b_1 y y' - b_2 y'; \quad (9)$$

$$y''' = -2b_1 (y')^2 - 2b_1 y y'' - b_2 y''; \quad (10)$$

$$y^{(4)} = -6b_1 y' y'' - 2b_1 y y''' - b_2 y'''; \quad (11)$$

$$y^{(5)} = -6b_1 (y'')^2 - 8b_1 y' y''' - 2b_1 y y^{(4)} - b_2 y^{(4)}; \quad (12)$$

$$y^{(6)} = -20b_1 y'' y''' - 10b_1 y' y^{(4)} - 2b_1 y y^{(5)} - b_2 y^{(5)}. \quad (13)$$

Расчет переходного процесса произведен для режима холостого хода ($R_n = 0$) при условии, что $R_{mp} = 0$ при следующих типовых значениях параметров силового цилиндра токарного станка:

$$M = 100 \text{ кг}; \quad \alpha = 10^4 \text{ кгс} \cdot \text{с} / \text{м}^2; \quad F = 0,018 \text{ м}^2,$$

$$k_y = 10^{-8} \frac{\text{М}^5}{\text{с} \cdot \text{кг}}, \quad \text{при начальных условиях}$$

$$y(0) = 0, \quad y'(0) = 0.$$

Используя эти данные в выражениях (9) – (13) и подставляя результаты в (8), можно получить зависимость $y(t)$. На рис. 2 показаны результаты расчета $y(t)$ при величине временного шага $h = 0,001$ с.

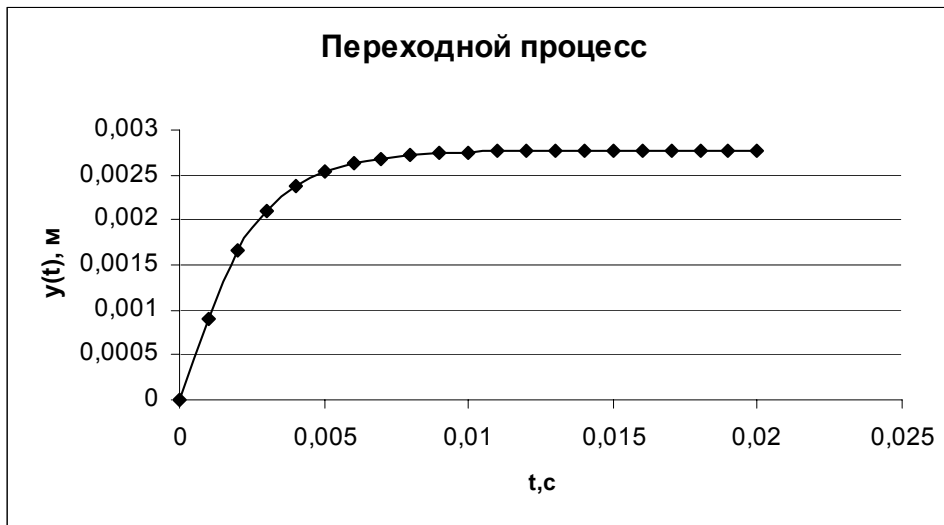


Рис. 2. График переходного процесса $y(t)$.

На основании изложенного выше можно сделать следующие выводы:

1. Разработана математическая модель силового гидроцилиндра, учитывающая нелинейные эффекты, обусловленные повышенной вязкостью минерального масла.
2. Модель позволяет рассчитать массо-геометрические параметры цилиндра, обеспечивающие вид и длительность переходного процесса.
3. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании гидросистем

станков, предназначенных для обработки изделий тяжелого машиностроения.

Литература

1. Баица Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – М.: Наука, 1980. – 976 с.
3. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.