

УДК 621.646.986

В.Вітковський, О.Д.Коваль

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

Дослідження динаміки гідроприводу аварійно-ремонтного затвору водоприймача

Метою роботи є модернізація аварійно-ремонтного затвору водоприймача.

Гідропривод аварійно-ремонтного затвору має виконувати наступні функції:

- 1) утримання затвора(ів) у крайнім верхньому положенні («на засувках»);
- 2) почергове опускання затворів у потік з нормативною швидкістю (3,0 м/хв);
- 3) почергове опускання затворів у потік з аварійною швидкістю (8,0 м/хв);
- 4) зупинку й утримання затворів у проміжних положеннях;
- 5) почерговий підйом затворів з порога на 200 мм при не вирівняному тиску (для заповнення турбінного водоводу);

До діючої гідросистеми було додано два гідроциліндри, які виступають у ролі «засувок» для жорсткого та надійного фіксування основного гідроциліндра (рис. 1).

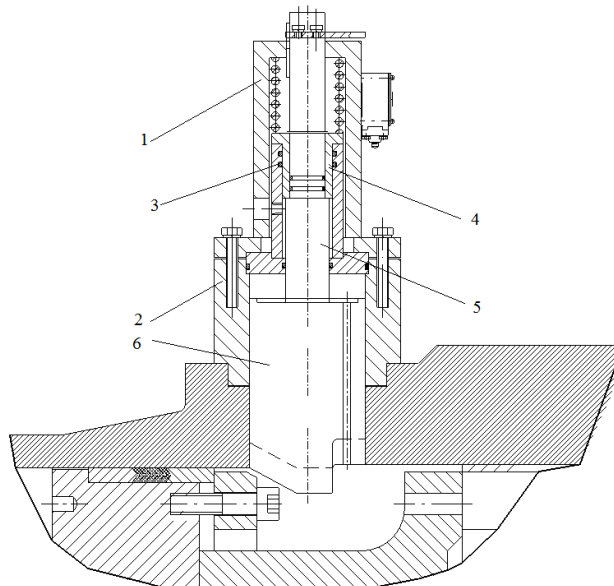


Рис1. Гідроциліндр односторонньої дії: 1-верхня головка; 2-нижня головка; 3- сальникове ущільнення штока; 4-поршень; 5-шток; 6-засувка

Для надійної та ефективної роботи розробленої системи потрібно провести врахувати динаміку гідроприводу, а саме розглянути перехідні процеси, до яких ми відносимо – пуск, гальмування та перехід з однієї швидкості на іншу.

Розглянувши гідравлічну систему, запишемо баланс сил наступним чином

$$m_{\Pi} \frac{dV}{dt} = P_{\text{діюча}} - P_{\Sigma \text{ опорів}}, \quad (1)$$

де $\frac{dV}{dt} = \dot{x}$ – прискорення, $P_{\text{діюча}} = p_1 F_1$ - діюча сила.

Позначимо як масу всіх рухомих частин, яку приведено до штоку гідроциліндру. Ця маса визначається за умови рівності кінетичних енергій

$$E = \sum \frac{m_i V_i^2}{2}, \text{ або } \frac{m_{\Pi} V^2}{2} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} + \sum_{j=1}^k J_j \frac{\omega_j^2}{2}.$$

Звідки приведена маса

$$m_{\Pi} = \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{V_i}{V} \right)^2 + \sum_{j=1}^k J_j \left(\frac{\omega_j}{V} \right)^2.$$

Рівнодіюча сил опору:

$$P_{\Sigma \text{ опорів}} = P_{\text{протидії}} + P_{\text{конт.тертя}} + P_{\text{в.тертя}} + P_{\text{позиційна}} + P_{\text{хол.ходу}} + P_{\text{опору}},$$

де $P_{\text{конт.}}$ - сила контактного тертя; $P_{\text{в.тертя}}$ – сила в'язкого тертя; $P_{\text{позиційна}}$ – сила протидії, що пов'язана з позицією; $P_{\text{хол.ходу}}$ – сила холостого ходу; $P_{\text{опору}}$ – сила опору.

Рівняння (1) може бути переписано у вигляді

$$m_{\Pi} \ddot{x} = F_1 p_1 - (F_2 p_2 + K_{\text{к.т.}} \cdot F_1 p_1 + K_{\text{в.т.}} \cdot \dot{x} + P(x) + P_{\text{х.х.}} + P_{\text{опору}}),$$

Приймаючи, що $z_0 \approx z_1$ рівняння Бернуллі приймає вид

$$p_{\text{н}} + \frac{V_0^2}{2} \rho = p_1 + \frac{V_1^2}{2} \rho + \Delta p_{0-1} + \Delta p_{(0-1)_i}.$$

Втрати тиску по дожині (на тертя) та місцевих опорах:

$$p_{0-1} = \frac{\rho}{2} \left(\sum_i \lambda_i \frac{l_i}{d_i} V_i^2 + \sum_j b \xi_j V_i^2 \right).$$

Різниця швидкісних тисків:

$$\frac{\rho}{2} (V_0^2 - V_1^2) = \frac{\rho}{2} \left(\frac{F_1^2}{f_0^2} - 1 \right) V^2 = c_2 V^2,$$

$$\text{де } c_2 = \frac{\rho}{2} \left(\frac{F_1^2}{f_0^2} - 1 \right).$$

Сила інерції при несталому русі

$$P_p = m_i \frac{dV_i}{dt} = f_i l_i \rho \frac{F_1}{f_i} \frac{dV}{dt},$$

звідки

$$\frac{dV_i}{dt} = \frac{F_1}{f_i} \frac{dV}{dt}$$

Інерційний тиск рідини при її несталому русі,

$$\Delta p_{0-1i} = \sum \frac{P_i}{f_i} = \sum \rho f_i l_i \frac{F_1}{f_i} \frac{dV}{dt} = K_1 \frac{dV}{dt}$$

Отже після деяких перетворень рівняння (1) буде мати наступний вигляд

$$m_{\Pi} \frac{dV}{dt} = \left(p_{\kappa} - b_{\kappa} V - c_{\kappa} V^2 + c_1 V^2 - b_1 V - c_2 V^2 - K_1 \frac{dV}{dt} \right) F_1 - \left(c_3 V^2 + b_2 V^2 + c_4 V^2 + b_H V + c_H V^2 + K_2 \frac{dV}{dt} \right) F_2 - R_0$$

Трохи переписавши, отримаємо

$$\begin{aligned} (m_{\Pi} + F_1 K_1 + F_2 K_2) \frac{dV}{dt} &= (F_1 p_{\kappa} - R_0) \\ &- (F_1 b_{\kappa} + b_2 F_2 + b_1 F_1 + b_H) V - (F_1 c_{\kappa} + F_1 c_1 - F_1 c_2 + F_2 c_3 + F_2 c_4 + c_H) V^2, \end{aligned}$$

або

$$K \frac{dV}{dt} = a - 2bV - CV^2$$

Звідки можна визначити час спрацювання,

$$t = \int \frac{K dV}{a - 2bV - CV^2} = \frac{K}{2\sqrt{b^2 - ac}} \ln \left| \frac{cV + b + \sqrt{b^2 + ac}}{cV + b - \sqrt{b^2 + ac}} \right|,$$

а отже змінюючи характеристики гідроприводу можна буде обрати найбільш раціональні розміри елементів системи.

Висновки:

В результаті проведеної роботи можливо буде побудувати динамічні характеристики гідроприводу аварійно-ремонтного затвору водоприймача, що дозволить, на нашу думку, визначити найбільш раціональні розміри елементів гідроприводу та можливо внести в попередні креслення деякі коректування.

Список використаних джерел

1. Михайлов Л.П. Малая гидроэнергетика// М.: Энергоатомиздат, 1989. — 184 с.
2. Гидроприводы и гидро-пневмоавтоматика /В.А. Федорец, М.Н. Педченко, А.Ф. Пичко та інш/ Під ред. д-ра техн. наук В.А. Федорця. — К.: Вища школа, 1987. — 375 с.