

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗБРОСА КООРДИНАТЫ ТОЧКИ ПЕРЕХОДА ГИДРОФИЦИРОВАННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА С БЫСТРОГО ПОДВОДА НА РАБОЧУЮ ПОДАЧУ**

Предложен теоретический метод, позволяющий определить разброс координаты точки перехода рабочего органа с гидроприводом с быстрого подвода на рабочую подачу при изменении его параметров без проведения экспериментальных исследований. Представлена расчетная схема гидропривода, в котором применяется управляющее гидроустройство с регулятором, его математическая модель, результаты расчета в виде диаграмм.

Гидропривод, управляющее гидроустройство, регулятор, разброс, давление, скорость, координата.

Разброс координаты точки перехода рабочего органа станка-автомата с быстрого подвода (БП) на рабочую подачу (РП) определяет, главным образом, величину недохода инструмента, т.е. путь, проходимый им со скоростью рабочей подачи до соприкосновения с деталью. Сокращение этого разброса является одним из наиболее эффективных путей уменьшения вспомогательного времени и повышения за счет этого цикловой производительности оборудования.

До сих пор исследование разброса координаты точки перехода гидрофицированных рабочих органов с БП на РП производилось только экспериментально. Такой метод применим лишь после выбора схемы, разработки конструкции и изготовления опытного образца привода, что требует при сравнении нескольких вариантов больших временных и материальных затрат.

Следует различать два вида разброса: при постоянных параметрах привода и при изменяемых параметрах. Первый вид разброса можно считать статистическим, так как он определяется случайными факторами, а второй вид – параметрическим. Величина статистического разброса может быть определена действительно только экспериментально. Однако эта величина имеет существенное значение лишь для приводов с электрическим управлением. В приводах с механическим путевым управлением она сравнительно мала (составляет сотые доли мм). Вместе с тем, при изменении таких параметров, как давление питания, температура рабочей жидкости, скорость быстрого подвода и т.д., величина параметрического разброса достигает нескольких мм. Значение исследования параметрического разброса возрастает в условиях применения централизованного источника питания, когда, вследствие взаимовлияния рабочих органов друг на друга, давление питания изменяется в достаточно широких пределах. Эту задачу можно решить теоретически на стадии выбора схемного решения, используя математическую модель гидропривода.

Для переключения силового стола с БП на РП в них находят применение управляющие гидроустройст-

ва (УГУ) с регулятором перепада давления на рабочей щели и без регулятора [2].

При экспериментальном исследовании разброса координаты точки перехода последняя фиксируется в момент «выстоя» рабочего органа в конце переходного процесса, причем исследования производятся при закрытых дросселях РП. Аналогично при теоретическом исследовании можно определить координату положения стола в момент, когда скорость его становится равной нулю, если не учитывать расход жидкости через дроссели РП.

При составлении уравнений движения гидропривода применим следующие допущения: влияние сжимаемости жидкости в каналах, соединяющих УГУ с регулятором и дросселями РП, а также величина утечек пренебрежимо малы; давление питания постоянно во время переключения. Расчетная схема гидропривода подачи с путевым управлением, в котором УГУ с регулятором установлено в напорной линии, представлена на рис. 1.

Гидропривод содержит дифференциальный гидроцилиндр (1), управляющее устройство (2), регулятор (3). Шток гидроцилиндра жестко соединен с рабочим органом (4). Управление гидроустройством (2) осуществляется от кулачка (5), установленного на рабочем органе. Регулятор (3) поддерживает постоянный перепад давления на рабочей щели УГУ.

При БП, когда золотник УГУ находится в верхнем положении (как показано на схеме), жидкость от источника питания поступает в напорную линию (6), далее проходит через регулятор (3), рабочую щель УГУ и поступает в поршневую полость гидроцилиндра. Жидкость, вытесняемая из штоковой полости гидроцилиндра, через линию (7) также поступает в поршневую полость, увеличивая скорость движения поршня (дифференциальное включение). Когда кулачок (5) переключает золотник УГУ в нижнее (по схеме) положение, происходит переход с БП на РП. При этом поток жидкости через УГУ прекращается и она поступает в поршневую область через дроссели РП (на схеме не показаны).

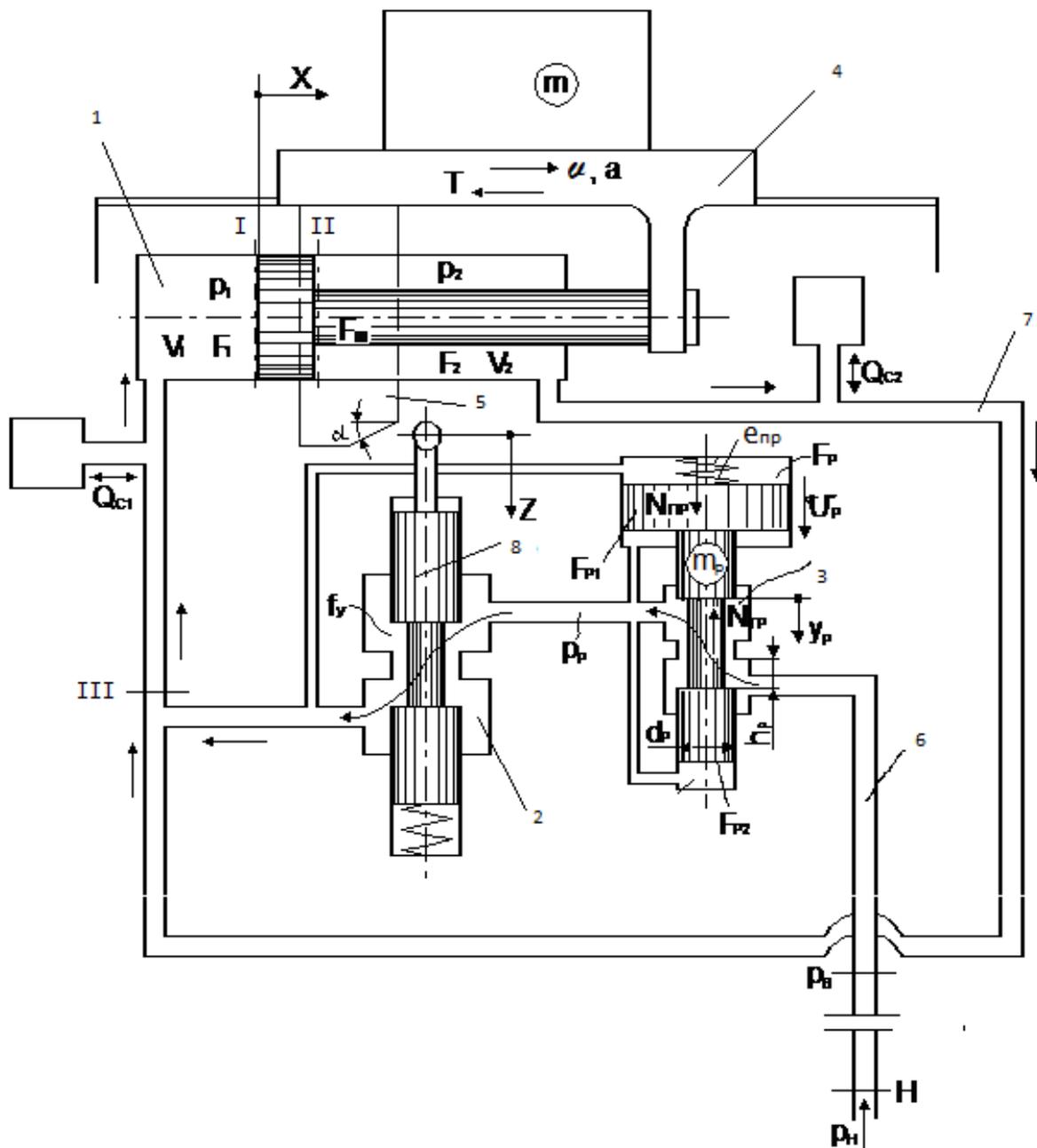


Рис. 1. Расчетная схема гидропривода

На схеме приняты следующие обозначения:  $a$ ,  $v$ ,  $x$  – соответственно ускорение, скорость и перемещение стола;  $m$  – масса движущихся частей;  $T$  – сила трения в направляющих стола и уплотнениях поршня и штока ГЦ;  $p_n$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  – давление питания в поршневой и штоковой полостях цилиндра;  $p_p$  – редуцированное давление;  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  – эффективные площади поршня в поршневой и штоковой полостях и площадь сечения штока ГЦ;  $m_p$ ,  $d_p$ ,  $F_{p1}$ ,  $F_{p2}$ ,  $u_p$ ,  $U_p$ ,  $h_p$ ,  $e_{np}$ ,  $N_{np}$  – масса, диаметр, эффективная площадь, перемещение и скорость золотника, открытие рабочей щели в режиме БП, жесткость и сила пружины, осевая составляющая

реактивной гидродинамической силы регулятора;  $V_1$  и  $V_2$  – объемы поршневой и штоковой полостей ГЦ и присоединенных к ним исполнительных участков линий;  $Q_{c1}$ ,  $Q_{c2}$  – расходы жидкости, определяемые сжимаемостью ее в поршневой и штоковой полостях ГЦ и присоединенных к ним исполнительных линиях (III-I и II-III соответственно).

Математическая модель рассматриваемого гидропривода с учетом принятых допущений может быть достаточно полно представлена в виде следующей системы уравнений [1, 3]:

$$\begin{aligned}
ma &= p_1 F_1 - p_2 F_2 - mg(K_T + A_T|V| + B_T V^2) \text{sign} V; \\
p_1 &= p_n - (A_n + A_k) F_{uv} v_y - N_{Uy} \left[ (B_n + B_k) F_{uv}^2 + \frac{C_p}{(h_p + y_p)^2} + \frac{C_y}{f_p} \right] v_y^2 + \left( \frac{m_n}{F_{uv}} + \frac{m_1}{F_1} \right) a; \\
p_2 &= p_1 + \left( \frac{m_1}{F_1} + \frac{m_2}{F_2} \right) a; \quad p_4 = p_2 - \frac{m_2}{F_2} a; \quad z = x \cdot \text{tg} \alpha; \quad a = \frac{dv}{dt}, \\
F_1 S &= F_1 v_3 - \frac{V_1}{E_0} \frac{dp_1}{dt}; \quad F_1 v_3 = F_{III} v_y + F_2 v_4; \quad F_2 v_4 = F_2 v - \frac{V_2}{E_0} \frac{dp_2}{dt}; \\
m_p \frac{dv_p}{dt} &= e_{III} (\Delta_p - h_p - y_p) - K_p v_p - F_{P3} \left( p_p - p_1 - \frac{m_1}{F_1} a \right) - \frac{K_{\Gamma} v_y^2}{h_p + y_p};
\end{aligned}$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $K_m, A_m, B_m$  – постоянные коэффициенты аппроксимирующей зависимости силы трения  $T$  от скорости  $S$ ;  $A_n, A_k, B_n, B_k, A_{21}, B_{21}$  – постоянные коэффициенты аппроксимирующих зависимостей потерь давления соответственно в напорной линии (индекс «Н»), в каналах УГУ (индекс «К») и линии П-И (индекс «21»);  $U_y, U_3, U_4$  – скорости жидкости в линиях Н-Ш, Ш-И, П-Ш отнесенные соответственно к площади штока и площадям поршня в поршневой и штоковой полостях цилиндра;  $N_{Uy}, N_{U4}$  – коэффициенты, зависящие от знаков скоростей  $U_y$  и  $U_4$  (+I – при положительных и – I – при отрицательных значениях скоростей);  $m_n, m_1, m_2$  – массы жидкости в линиях Н-Ш, Ш-И, П-Ш, приведенные к поршню цилиндра;

$E_0$  – модуль упругости жидкости;  $t$  – время;  $\Delta p$  – предварительное сжатие пружины регулятора при совпадении рабочих кромок золотника и корпуса;

$$C_p = \frac{\rho F_{III}^2}{2\mu_p^2 \pi^2 d_p^2}; \quad C_p = \frac{\rho F_{II}^2}{2\mu_y^2}; \quad K_{\Gamma P} = \frac{\rho F_{uv}^2 \cos \theta}{\mu_p \pi d_p};$$

$$K_p = R_{p1} F_{p1}^2 + R_{p2} F_{p2}^2 + R_{p3} F_{p3}^2,$$

где  $\rho$  – плотность жидкости;  $\mu_p, \mu_y$  – коэффициенты расхода соответственно в регуляторе и УГУ;  $R_{p1}, R_{p2}, R_{p3}$  – коэффициенты потерь на вязкое трение в канале управления и демпфирующих отверстиях регулятора;  $\theta_p$  – угол между направлением действия гидродинамической силы и осью золотника регулятора.

На рис. 2 приведены расчетные диаграммы переходного процесса гидропривода с БП на РП, рассчитанные при следующих параметрах:  $\alpha = 30^\circ$ ;  $m = 5000$  кг. На рис. 3 приведена геометрия рабочей щели УГУ, для которой производился расчет. Геометрическая характеристика имеет вид:

$$\text{При } z \leq z_u : f_y = \pi d_y (z_u - z) + h z_k^2 \text{tg} \frac{\delta}{2};$$

При  $z > z_u : f_y = n(z_u + z_k - z)^2 \text{tg} \frac{\delta}{2}$ ,  
где  $n$  – число пазов.

Приведенная система уравнений может быть применена и для исследования гидропривода с УГУ без регулятора. В этом случае необходимо убрать член  $\frac{C_p}{(h_p + y_p)^2}$  из уравнения, описывающего ди-

намику редукционного клапана.

В расчете принималось:  $d_y = 2$  см;  $Z_{ц} = Z_k = 0,3$  см;  $\delta = 80^\circ$  и  $n = 4$ .

На диаграммах стрелками показан порядок определения координаты точки перехода с БП на РП. Разброс определен как разность между наибольшим и наименьшим значениями координаты.

Анализ полученных результатов показывает, что применение УГУ с регулятором позволяет резко сократить разброс координаты точки перехода с БП на РП (с 1,99 мм до 0,22 мм). Из диаграмм на рис. 2 видно, что при этом несколько уменьшается скорость БП, однако это можно легко устранить за счет увеличения диаметра золотника УГУ.

Экспериментальные исследования гидропривода подачи показали, что в случае применения УГУ с регулятором разброс координаты точки перехода стола с БП на РП при изменении давления питания в диапазоне 4-5 МПа составляет 0,32 мм, что достаточно хорошо согласуется с результатами расчета.

Выводы:

1. Приведенная методика позволяет теоретически уже на стадии выбора схемного варианта привода оценить с достаточной точностью величину и разброс координаты точки перехода гидрофицированного рабочего органа с БП на РП.

2. Применение УГУ с регулятором позволяет примерно на порядок сократить разброс координаты точки перехода с БП на РП рабочего органа с централизованным источником питания.

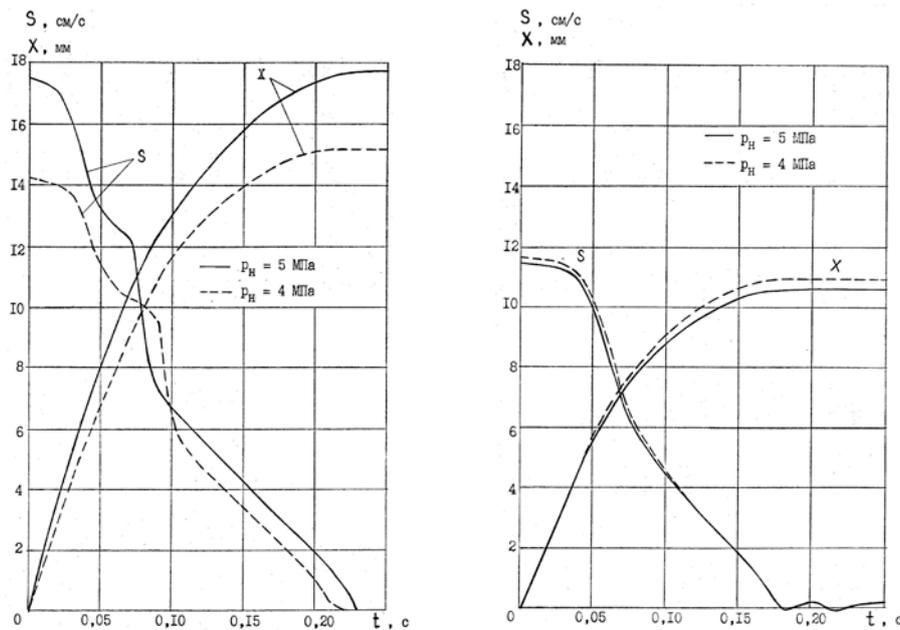


Рис. 2. Диаграммы переходного процесса с БП на РП гидропривода:  
а) УГУ без регулятора; б) УГУ с регулятором

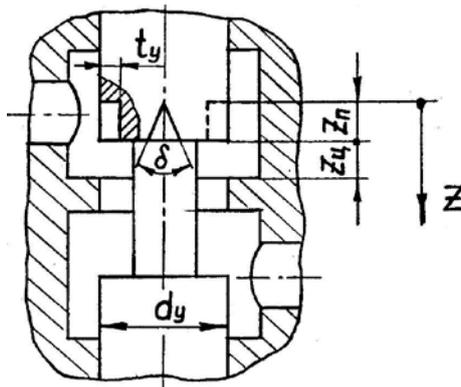


Рис. 3. Геометрия рабочей щели УГУ

#### Литература

1. Коробочкин, Б. Л. Динамика гидравлических систем станков / Б. Л. Коробочкин. – Москва: Машиностроение, 1976. – 240 с.

2. Свешников, В. К. Гидропанели путевого управления переключением скорости / В. К. Свешников, В. Н. Колпаков // Станки и инструмент. – 1984. – № 4. – С. 13–15.

3. Цуханова, Е. А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов / Е. А. Цуханова. – Москва: Наука, 1978. – 256 с.

V.N. Kolpakov

### DETERMINATION OF VARIATION OF A HYDRAULIC TOOL ELEMENT TRANSITION POINT COORDINATE FROM RAPID APPROACH MOVEMENT TO WORKING FEED

The article suggests theoretical method which allows to define the variation of a transition point coordinate of a tool element from rapid approach movement to working feed while changing its parameters without carrying out any experimental research. Design circuit of a hydraulic drive, in which a control hydraulic unit is used, and its mathematical model are presented; the results of calculation are shown in the form of a diagram.

Hydraulic drive, control hydraulic unit, regulator, variation, pressure, speed, coordinate.