

## СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОМЕХАНИЗМ С ДВУМЯ НАСОСАМИ И ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ ПО РАСХОДУ ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ СТАНКОВ

И. А. НЕМИРОВСКИЙ

(Представлена научным семинаром кафедр станков и резания металлов  
и технологии машиностроения)

Основным качественным показателем следящих гидромеханизмов (СГ), широко применяемых для автоматизации металлорежущих станков, является точность воспроизведения профиля копира или же точность отработки программы. В процессе копирования или же отработки программы, в зависимости от развиваемых СГ скорости движения и усилия, необходимы различные смещения следящего золотника из нейтрального положения. Эти смещения золотника, примерно пропорциональные развиваемым СГ скорости и усилию, являются причиной погрешности отработки входного воздействия. В частности, необходимость смещения золотника из нейтрального положения для развития усилий, преодолевающих силы трения покоя, является причиной появления зоны нечувствительности, существенно снижающей точность СГ. Чем больше преодолеваемое следящей гидросистемой усилие, тем больше смещение золотника и соответственно погрешность копирования или отработки программы.

К числу наиболее точных относится гидрокопировальный механизм с двумя насосами [1, 2]. Однако и этому типу СГ присущи погрешности, зависящие от развиваемых СГ сил.

Автором с помощью графоаналитического метода синтеза [3] разработан СГ с двумя насосами и сервозолотником, осуществляющим обратную связь по расходу. Исследование опытного образца разработанного СГ показало, что он отличается повышенной точностью и практически не имеет зоны нечувствительности.

Схема нового СГ показана на рис. 1.

В неподвижном гидроцилиндре 1 помещается поршень 2, шток 3 которого жесткой механической связью 4 соединен с корпусом 5 следящего золотника 6, подпружиненного пружиной 7. Выточки в корпус 5 и рабочие кромки золотника 6 образуют щели  $\delta_3$  и  $\delta_4$ . Программное воздействие  $F(t)$  передается золотнику 6 через щуп рычага 3. Полость I цилиндра 1 соединена с насосом  $H_1$ , а полость II — с насосом  $H_2$ . На сливе из полостей гидроцилиндра установлен сервозолотник 9, образующий с корпусом 10 рабочие щели  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Сливные полости корпуса 10 магистралями 11 и 12 соединены с входными отверстиями корпуса 5 следящего золотника. Магистраль 13 соединяет корпус 5 со сливом.

Следящий гидромеханизм, изображенный на рис. 1, работает следующим образом (для простоты изложения рассматриваем симметричную систему, у которой насосы  $H_1$  и  $H_2$  имеют одинаковые параметры, а рабочие площади поршня в полостях I и II равны друг другу, т. е.  $F_1 = F_2 = F$ ).

При нейтральном положении золотника 6, когда  $\delta_3 = \delta_4$ , давления  $p_3$  и  $p_4$  будут равны друг другу тогда, когда будет соблюдаться равенство  $q_1 = q_2$ , что при одинаковых насосах  $H_1$  и  $H_2$  и закрытых предохранительных клапанах  $p_{к1}$  и  $p_{к2}$  возможно в случае неподвижного поршня 2. В этом случае сервозолотник 9 также находится в нейтральном положении, т. е.  $\delta_1 = \delta_2$ .

Пусть под влиянием входного воздействия  $F(t)$  следящий золотник 6 начнет перемещаться слева направо, так что  $\delta_4 > \delta_3$ . Так как сопротивление щели  $\delta_3$  увеличилось, а  $\delta_4$  уменьшилось, то при  $q_1 = q_2$  давление  $p_3$  стало больше  $p_4$ . Вследствие этого золотник 9, на торцы

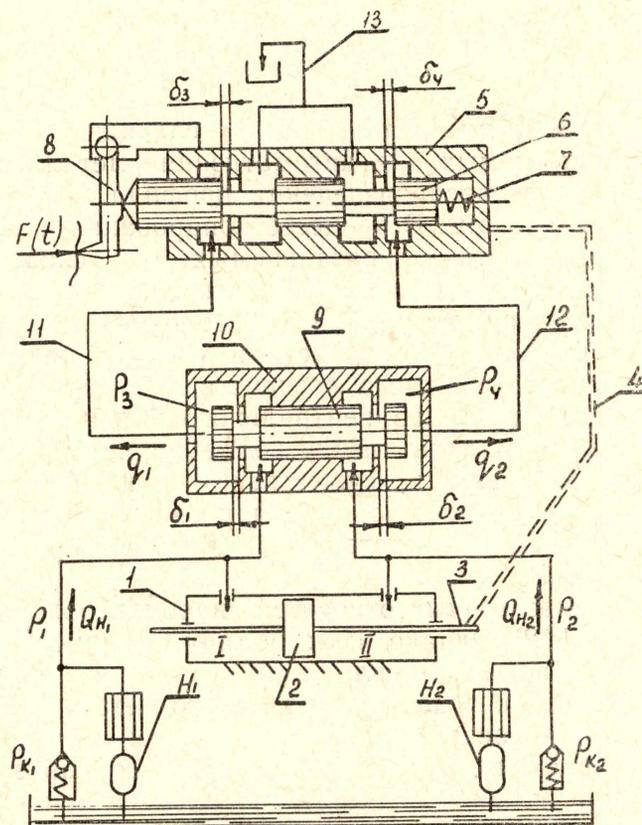


Рис. 1. Схема следящего гидромеханизма с двумя насосами и обратной связью по расходу.

которого воздействуют давления  $p_3$  и  $p_4$ , начнет перемещаться слева направо. Это приведет к уменьшению щели  $\delta_1$  и увеличению щели  $\delta_2$ , что в свою очередь вызовет повышение давления  $p_1$  и уменьшение  $p_2$ . Перемещение золотника 9 будет продолжаться до тех пор, пока сила  $P_{дв} = F(p_2 - p_1)$ , действующая на поршень, не преодолет сил сопротивления перемещению поршня 2. Механизм должен быть спроектирован так, чтобы при максимальной расчетной нагрузке на шток 3 давление  $p_1$  оставалось меньше давления  $p_{к1}$ , настройки предохранительного клапана, т. е. гидросистема должна работать в режиме постоянного расхода.

После того, как  $P_{дв}$  станет больше сил сопротивления, поршень 2 начнет двигаться слева направо, что вызовет соответствующее уменьшение расхода  $q_1$  и увеличение  $q_2$ :

$$\begin{aligned} q_1 &= Q_{н1} - FV, \\ q_2 &= Q_{н2} + FV, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $Q_{н1}$  и  $Q_{н2}$  — соответственно расходы наносов  $H_1$  и  $H_2$ ;  
 $v$  — скорость следящего движения поршня 2.

Золотник 9 прекратит свое движение тогда, когда  $p_3 = p_4$ , т. е. когда будет выполняться соотношение

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{\delta_3}{\delta_4}. \quad (2)$$

Из равенств (1) и (2) видно, что скорость следящего движения будет пропорциональной смещению следящего золотника  $b$  из нейтрального положения, т. е.

$$V = \frac{Q_{н}}{F} \cdot \frac{\delta_3 - \delta_4}{\delta_3 + \delta_4}. \quad (3)$$

Движение поршня 2 со штоком 3 через жесткую механическую связь 4 передается корпусу 5 следящего золотника. Таким образом осуществляется отрицательная обратная связь по положению.

Если в процессе отработки поршнем 2 входного воздействия  $F(t)$  изменится преодолеваемое усилие, то это компенсируется соответствующим автоматическим перемещением сервозолотника 9. Пусть, к примеру, усилие, преодолеваемое движущимся слева направо поршнем, возрастет. Тогда давление  $p_1$  увеличится, что вызовет увеличение расхода  $q_1$  через щель  $\delta_1$  и соответствующее уменьшение скорости поршня  $V$ .

Расход  $q_2$ , наоборот, уменьшится. Увеличение  $q_1$  и уменьшение  $q_2$  при неизменных  $\delta_3$  и  $\delta_4$  приведет к тому, что давление  $p_3$  станет больше, чем  $p_4$ ; золотник 9 начнет перемещаться слева направо, уменьшая щель  $\delta_1$  и увеличивая  $\delta_2$ . Это приведет к увеличению давления  $p_1$  и уменьшению  $p_3$ , т. е. к увеличению движущей силы  $P_{дв} = F(p_2 - p_1)$ .

После того как будет восстановлено соотношение

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{\delta_3}{\delta_4},$$

т. е. восстановлено значение скорости следящего движения  $V$ , соответствующее соотношению  $\delta_3$  и  $\delta_4$ , давления  $p_3$  и  $p_4$  станут одинаковыми, и движение золотника 9 прекратится.

Аналогично работает система при смещении следящего золотника  $b$  в другую сторону. Рассмотрим работу системы при неподвижно закрепленных цилиндрах и поршне, т. е. когда силы сопротивления перемещению поршня превосходят максимальное расчетное усилие, развиваемое гидросистемой. В этом случае при малейшем смещении золотника  $b$  из нейтрального положения нарушится равенство давлений  $p_3$  и  $p_4$  и сервозолотник 9 начнет перемещаться в сторону меньшего давления. Пусть золотник 9 перемещается слева направо. Давление  $p_1$  будет увеличиваться, а  $p_2$  уменьшаться. Так как поршень неподвижен и уменьшения расхода  $q_1$  за счет увеличения объема полости  $I$  не происходит, то движение золотника 9 и соответствующее ему повышение давления  $p_1$  будет происходить до тех пор, пока значение  $p_1$  не достигнет давления настройки клапана  $p_{к1}$ . Клапан начнет перепускать часть расхода  $Q_{н1}$ . Расход  $q_1$  уменьшится до значения, соответствующего данному соотно-

шению размеров рабочих щелей  $\frac{\sigma_3}{\sigma_4}$ , давления  $p_3$  и  $p_4$  станут одинаковыми, и сервозолотник 9 остановится. На поршень 2 слева будет действовать наибольшее давление  $p_{к1}$ , а справа небольшое давление  $p_2$ , равное сумме перепадов давлений в щелях  $\delta_2$  и  $\delta_4$  (так как при движении золотника 9 щель  $\delta_1$  уменьшалась, а щель  $\delta_2$  увеличивалась, то перепад давления на  $\delta_2$  невелик).

Из этого следует, что данная следящая гидросистема имеет релейную силовую характеристику, т. е. зона нечувствительности равна нулю. Высокая гидравлическая жесткость гидросистемы сочетается с динамической устойчивостью. Сервозолотник 9 демпфирован рабочими щелями следящего золотника 6, так как при своем движении выталкивает дополнительный объем жидкости через одну из щелей золотника 6.

Таким образом, если преодолеваемое системой усилие не превосходит максимального расчетного значения, то скорость следящего движения будет зависеть только от соотношения  $\frac{\sigma_3}{\sigma_4}$ , а изменения усилий будут компенсироваться сервозолотником, т. е. система обладает только скоростной ошибкой, а величина преодолеваемого усилия на точность копирования не влияет.

Практически вследствие сил трения в сервозолотнике 9 и утечки в насосах будет иметь место весьма небольшая зона нечувствительности. Так, у опытного образца гидрокопировальной системы величина зоны нечувствительности составляла  $\pm 0,0015$  мм.

Рассмотрим статику СГ, учитывая, что в общем случае  $Q_{н1} \neq Q_{н2}$  и  $F_1 \neq F_2$ . Обозначим  $\frac{F_1}{F_2} = \kappa$  и  $\frac{Q_{н1}}{Q_{н2}} = \kappa'$ .

Расходы через управляющие щели  $\delta_3$  и  $\delta_4$  следящего золотника 6 соответственно равны:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \pi d_3 \mu_3 \delta_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} V p_3 - p_{сл3}}, \\ q_2 &= \pi d_4 \mu_4 \delta_4 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} V p_4 - p_{сл4}}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $d_3$  и  $d_4$  — диаметры рабочих буртиков следящего золотника;

$\mu_3$  и  $\mu_4$  — коэффициенты расхода через щели  $\delta_3$  и  $\delta_4$ ;

$\gamma$  — удельный вес рабочей жидкости;

$p_3$  и  $p_4$  — давления под торцами сервозолотника;

$p_{сл3}$  и  $p_{сл4}$  — давления на сливе из щелей  $\delta_3$  и  $\delta_4$ .

Обычно  $p_{сл} \approx 0$ . Поэтому обозначив

$$\pi d_3 \mu_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} = \alpha_3; \quad \pi d_4 \mu_4 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} = \alpha_4,$$

получаем

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \alpha_3 \delta_3 \sqrt{p_3}, \\ q_2 &= \alpha_4 \delta_4 \sqrt{p_4}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Из уравнений (1) и (5) после преобразований получаем

$$V = \frac{Q_{н2}}{F_2} \cdot \frac{\alpha_3 \delta_3 - \kappa' \alpha_4 \delta_4}{\alpha_3 \delta_3 + \kappa \alpha_4 \delta_4}.$$

При симметричном золотнике  $d_3 = d_4$ ;  $\mu_3 = \mu_4$ , следовательно,  $\alpha_3 = \alpha_4$ . Тогда

$$V = \frac{Q_{H_2}}{F_2} \cdot \frac{\delta_3 - \kappa' \delta_4}{\delta_3 + \kappa \delta_4}. \quad (6)$$

При нейтральном положении золотника и сервозолотника, когда  $P_{дв} = 0$  и  $V = 0$ , имеем

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \delta_{1_0}; & \delta_2 &= \delta_{2_0}; \\ \delta_3 &= \delta_{3_0}; & \delta_4 &= \delta_{4_0}; & p_1 &= p_{1_0}; & p_2 &= p_{2_0}. \end{aligned}$$

Обозначим величину смещения следящего золотника из нейтрального положения через  $h$ , а  $\delta_{3_0} + \delta_{4_0} = h_0$ , тогда

$$\left. \begin{aligned} \delta_3 &= \delta_{3_0} - h, \\ \delta_4 &= \delta_{4_0} + h. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

С учетом (7) уравнение (6) принимает вид:

$$V = \frac{Q_{H_2}}{F_2} \cdot \frac{h_0 - \delta_{4_0}(1 + \kappa') - h(1 + \kappa')}{h_0 - \delta_{4_0}(1 - \kappa) - h(1 - \kappa)}. \quad (8)$$

При  $V = 0$  величина  $h = 0$ . В этом случае из уравнения (8) получаем

$$\delta_{4_0} = \frac{h_0}{1 + \kappa'}. \quad (9)$$

Введем безразмерные параметры

$$s = \frac{VF_2}{Q_{H_2}} \quad \text{и} \quad j = \frac{h}{h_0}.$$

Тогда выражение для безразмерной скорости  $s$  записывается в виде

$$s = - \frac{j(1 + \kappa')}{\frac{\kappa + \kappa'}{1 + \kappa'} - j(1 - \kappa)}. \quad (10)$$

Коэффициент усиления системы по скорости  $c$  равен

$$c = \frac{\partial s}{\partial j} = - \frac{\kappa + \kappa'}{\left[ \frac{\kappa + \kappa'}{1 + \kappa'} - j(1 - \kappa) \right]^2}. \quad (11)$$

На рис. 2 приведена скоростная характеристика рассматриваемого СГ при  $\kappa = 1$ ;  $\kappa' = 2$ , рассчитанная по уравнению (10). Как следует из уравнения (10) и рис. 2, при  $\kappa = 1$  между  $s$  и  $j$  существует линейная зависимость, т. е. скоростная характеристика СГ линейна. Величина  $\kappa' = \frac{Q_{H_1}}{Q_{H_2}}$  определяет собой соотношение  $\frac{|+s_{\max}|}{|-s_{\max}|}$ . Если же  $\kappa \neq 1$ , то скоростная характеристика системы нелинейна, причем направление прогиба характеристики зависит от того, меньше или больше единицы коэффициент  $\kappa$ . Примеры нелинейных скоростных характеристик для двух сочетаний  $\kappa$  и  $\kappa'$  приведены на рис. 3.

Таким образом, если  $\kappa = \kappa' = 1$ , то скоростная характеристика  $s(j)$  линейна и  $|+s_{\max}| = |-s_{\max}|$ ; при  $\kappa = 1$  и  $\kappa' \neq 1$   $s(j)$  линейна, но  $|+s_{\max}| \neq |-s_{\max}|$ ; при  $\kappa \neq 1$   $s(j)$  нелинейна, причем, если  $\kappa' = \kappa$ , то  $|+s_{\max}| = |-s_{\max}|$ , а в случае  $\kappa' \neq \kappa$   $|+s_{\max}| \neq |-s_{\max}|$ .

Коэффициент усиления системы по скорости при  $\kappa = 1$  равен  $c_{\kappa=1} = -(1 + \kappa')$  и не зависит от  $j$ .

При  $\kappa \neq 1$  согласно (11)  $c$  зависит от  $j$ . В этом случае системы с различными значениями  $\kappa$  и  $\kappa'$  удобно сравнивать по значению  $c_0$ , подсчитанному по уравнению (11) при  $j = 0$ . Характер изменения  $c_0$  в зависимости от  $\kappa$  и  $\kappa'$  для  $j = 0$  приведен на рис. 4.

Исследуем силовую характеристику рассматриваемого СГ, т. е. зависимость смещения  $h$  золотника из нейтрального положения от развиваемой силы при  $V = 0$ . Если не учитывать из-за малости силы трения в сервозолотнике 9, а также силы реакции протекающего потока рабочей жидкости, то в статике всегда имеет место равенство  $p_3 = p_4$ .

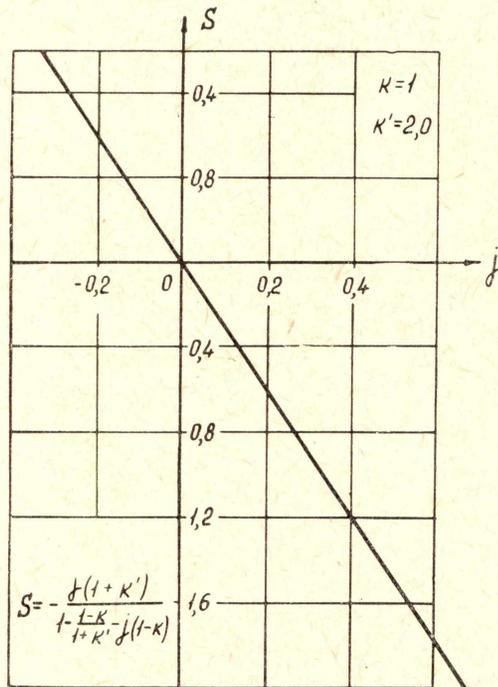


Рис. 2. Скоростная характеристика СГ с двумя насосами и обратной связью по расходу при  $\kappa = 1$ ,  $\kappa' = 2,0$

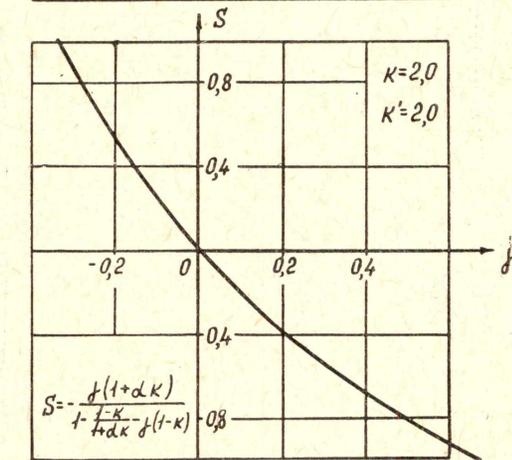
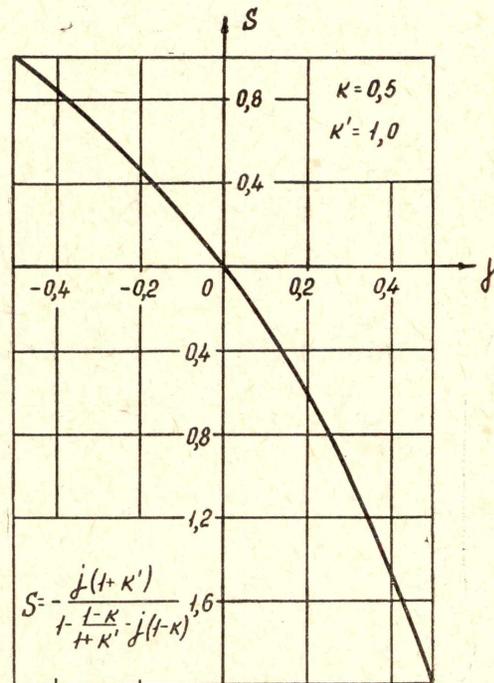


Рис. 3. Нелинейные скоростные характеристики СГ: для  $\kappa = 0,5$ ;  $\kappa' = 1,0$ ; для  $\kappa = 2,0$ ;  $\kappa' = 2,0$

Пусть следящий золотник сдвинут из нейтрального положения на  $+h$ . Тогда при  $V = 0$  давление в полости 1 поднимется до  $p_1 = p_{1\kappa}$ , и часть расхода, подаваемого насосом  $H_1$ , будет сливаться через клапан в бак.

Насос  $H_2$  будет развивать давление  $p_2 < p_{2\kappa}$ , и поэтому через щель  $\delta_2$  сервозолотника и щель  $\delta_4$  следящего золотника будет протекать расход  $Q_{H_2}$ .

Тогда из (5) следует, что

$$p_3 = p_4 = \frac{q_2^2}{\alpha_4^2 \delta_4^2} = \frac{Q_{H_2}^2}{\alpha_4^2 \delta_4^2}. \quad (12)$$

Из (5) и (12) следует, что расход через щели  $\delta_1$  и  $\delta_3$  равен

$$q_1 = Q_{H_2} \frac{\delta_3}{\delta_4}.$$

Отсюда

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \frac{q_1}{\alpha_1 \sqrt{p_1 - p_3}} = \\ &= Q_{H_2} \frac{\delta_3}{\delta_4} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \sqrt{p_1 - p_3}} = \\ &= \frac{Q_{H_2} \frac{\delta_3}{\delta_4}}{\alpha_1 \sqrt{p_{1\kappa} - \frac{Q_{H_2}^2}{\delta_4^2 \delta_4^2}}} \cdot (13) \end{aligned}$$

В свою очередь

$$\delta_2 = u_0 - \delta_1 = u_0 - \frac{Q_{H_2} \frac{\delta_3}{\delta_4}}{\alpha_1 \sqrt{p_{1\kappa} - \frac{Q_{H_2}^2}{\delta_4^2 \delta_4^2}}}, \quad (14)$$

где

$$u_0 = \delta_{1_0} + \delta_{2_0} = \delta_1 + \delta_2.$$

Перепад давления на щели  $\delta_2$  сервозолотника равен

$$p_2 - p_4 = \frac{q_2^2}{\alpha_2^2 \delta_2^2} = \left[ \frac{Q_{H_2}}{\alpha_2 \left( u_0 - \frac{Q_{H_2} \frac{\delta_3}{\delta_4}}{\alpha_1 \sqrt{p_{1\kappa} - \frac{Q_{H_2}^2}{\delta_4^2 \delta_4^2}}} \right)} \right]^2 \quad (15)$$

Так как  $P_{дв} = F_2 (p_2 - p_1 \cdot \kappa)$ , то с учетом (12) и (15) получаем

$$\left( \frac{P_{дв}}{F_2} \right)_{h>0} = \left[ \frac{Q_{H_2}}{\alpha_2 \left( u_0 - \frac{Q_{H_2} \cdot \delta_3 / \delta_4}{\alpha_1 \sqrt{p_{1\kappa} - \frac{Q_{H_2}^2}{\delta_4^2 \delta_4^2}}} \right)} \right]^2 + \frac{Q_{H_2}^2}{\alpha_4^2 \delta_4^2} - p_{1\kappa} \cdot \kappa. \quad (16)$$

Аналогично можно получить выражение  $\frac{P_{дв}}{F_2}$  при  $h < 0$ :

$$\left( \frac{P_{дв}}{F_2} \right)_{h<0} = p_{2\kappa} - \frac{Q_{H_1}^2}{\alpha_3^2 \delta_3^2} \cdot \kappa - \left[ \frac{Q_{H_1}}{\alpha_1 \left( u_0 - \frac{Q_{H_1} \cdot \delta_4 / \delta_3}{\alpha_2 \sqrt{p_{2\kappa} - \frac{Q_{H_1}^2}{\alpha_3^2 \delta_3^2}}} \right)} \right]^2 \quad (17)$$

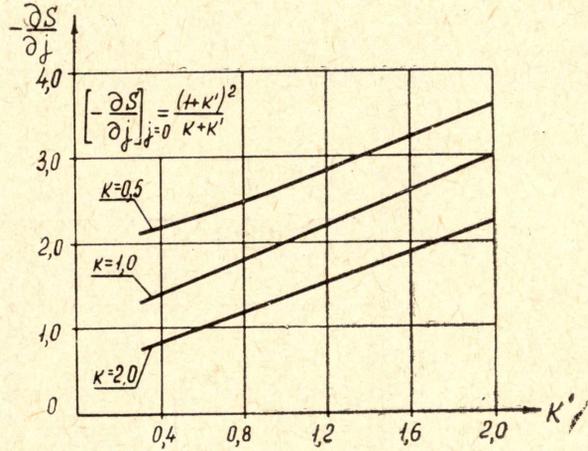


Рис. 4. Зависимость коэффициента усиления СГ по скорости от  $\kappa$  и  $\kappa'$ .

На рис. 5 приведены силовые характеристики СГ, полученные расчетом по уравнениям (16) и (17) и экспериментально на опытном стенде.

Кривая 2 получена экспериментально (опытные точки обозначены кружками), а кривая 3 — расчетом по зависимостям (16) и (17) для СГ со следующими параметрами:  $d_3 = 2,4 \text{ см}$ ;  $d_{\text{с.з.}} = 2,4 \text{ см}$ ;  $u_0 = 0,054 \text{ см}$ ;  $h_0 = 0,027 \text{ см}$ ;  $\nu_1 = \nu_2 = \nu_3 = \nu_4 = 0,57$ ;  $Q_{н1} = 200 \text{ см}^3/\text{сек}$ ;  $Q_{н2} = 340 \text{ см}^3/\text{сек}$ ;  $\kappa = 0,6$ ;  $F_2 = 95,2 \text{ см}^2$ . На рис. 5 приведена также экспериментальная кривая 1 для обычной системы с двумя насосами

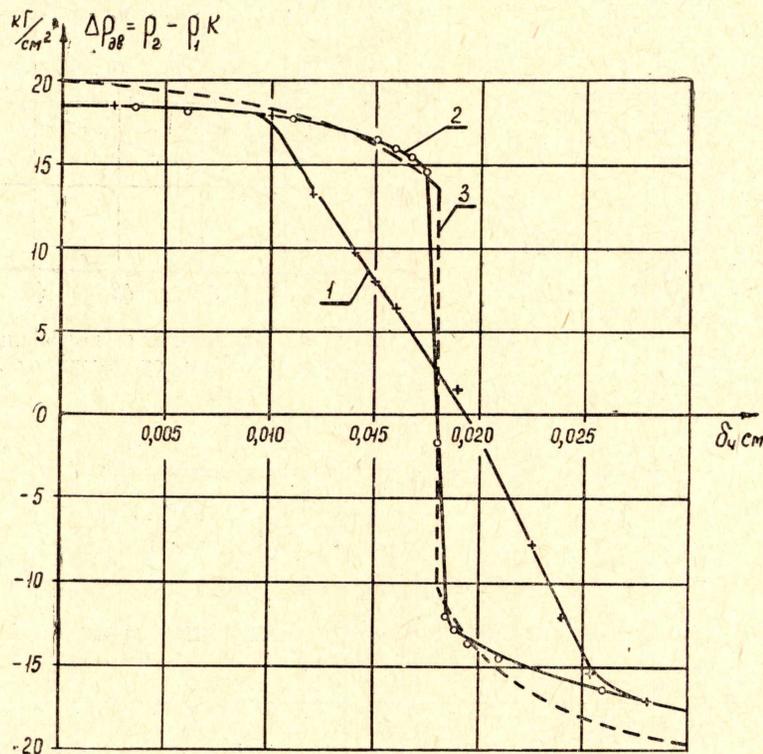


Рис. 5. Силовые характеристики СГ с обратной связью по расходу (кривые 2 и 3) и без обратной связи (кривая 1)

без сервозолотника. Из сопоставления силовых характеристик обычной системы и системы с обратной связью по расходу видны существенные преимущества нового СГ.

Исследование динамических характеристик нового СГ было выполнено на экспериментальном стенде, графоаналитическим методом [3, 4] и путем расчетов переходных процессов на цифровой вычислительной машине (ЦВМ) «Минск-1».

На рис. 6 показаны образцы экспериментальных амплитудно-фазовых частотных характеристик нового СГ (кривая I) и СГ без обратной связи по расходу (кривая II).

Характеристики получены для СГ, параметры которого приведены выше. В дополнение следует указать, что масса подвижных узлов СГ составляла  $m = 0,2 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}}$ ; суммарный коэффициент сжи-

маемости жидкости и податливости трубопроводов магистрали от насоса  $H_1$  до сервозолотника был равен  $k_1 = 0,6 \frac{сМ^5}{кГ}$ ; то же для маги-

страли от насоса  $H_2$  до сервозолотника —  $k_2 = 0,5 \frac{сМ^5}{кГ}$ ; передаточное

отношение механизма копировального рычага  $i = 0,35$ .

Из сопоставления кривых  $I$  и  $II$  на рис. 6 можно сделать вывод, что амплитудная и фазовая погрешности СГ с обратной связью по расходу меньше, чем у обычной системы с двумя насосами.

В то же время нежесткость системы, т. е. большие значения коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  не позволили в данном случае полностью реализовать все преимущества нового СГ.

Теоретическое исследование динамики нового СГ выполнено с учетом разрывной характеристики сил трения, податливости трубопроводов и сжимаемости жидкости, утечек в насосе [5].

При этом были приняты следующие допущения: длина трубопроводов небольшая, т. е. их сопротивлением, а так же волновыми процессами в них можно пренебречь; рабочие кромки золотников и втулок

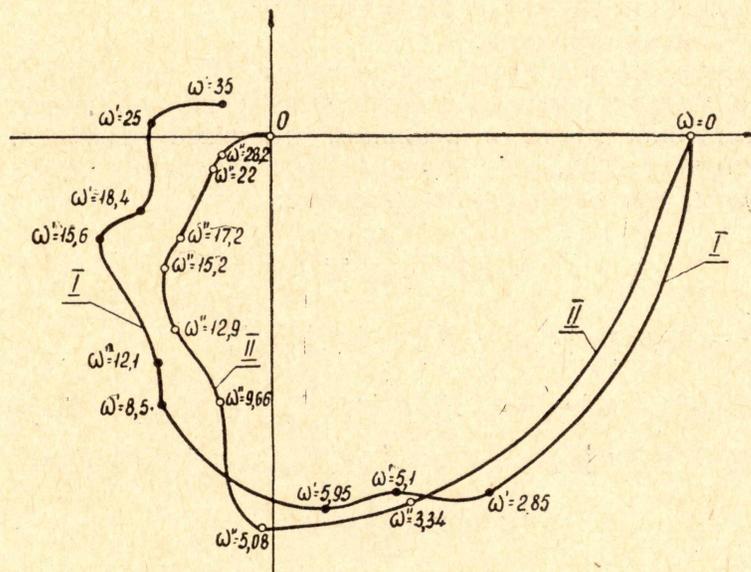


Рис. 6. Амплитудно-фазовые частотные характеристики СГ с обратной связью по расходу (кривая  $I$  и без обратной связи (кривая  $II$ );  $\omega$  в гц

острые и перпендикулярны оси золотников; силы трения в сервозолотнике и реакция потока жидкости незначительны; масса сервозолотника пренебрежимо мала; утечки в гидроцилиндре и золотниках отсутствуют.

В этом случае динамика СГ описывается следующей системой нелинейных дифференциальных уравнений, которые приводятся здесь без вывода:

$$\begin{aligned}
 \kappa_1 \frac{dp_1}{dt} &= Q_{H_1} - \sigma_1 p_1 + F_2 \frac{dx}{dt} - (u_{1_0} + u) \alpha_1 \sqrt{p_1 - p_T} \\
 \kappa_2 \frac{dp_2}{dt} &= Q_{H_2} - \sigma_2 p_2 - F_2 \frac{dx}{dt} - (u_{2_0} - u) \alpha_2 \sqrt{p_2 - p_T}, \\
 m \frac{d^2 x}{dt^2} &= F_2 p_2 - F_2 \kappa p_1 + F_{\text{тр}} \left( \frac{dx}{dt} \right), \\
 f \frac{du}{dt} &= [h_{3_0} - y(t) - ix] \alpha_3 \sqrt{p_T} - (u_{1_0} + u) \alpha_1 \sqrt{p_1 - p_T},
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

где  $p_T = p_3 = p_4 = \left[ \frac{Q_{H_2} - \sigma_2 p_2 - F_2 \frac{dx}{dt} - \kappa_2 \frac{dp_2}{dt} - f \frac{du}{dt}}{[h_{4_0} + y(t) + ix] \alpha_4} \right]^2$ ,

$\sigma_1$  и  $\sigma_2$  — соответственно коэффициенты утечек в насосах  $H_1$  и  $H_2$ ;  
 $u_{1_0}$  и  $u_{2_0}$  — открытия щелей сервозолотника при  $P_{\text{дв}} = 0$ ;  $V = 0$ ;

$u$  — смещение сервозолотника из нейтрального положения;

$F_{\text{тр}} \left( \frac{dx}{dt} \right)$  — нелинейная зависимость от скорости сил трения в направляющих и уплотнениях СГ.

$f$  — площадь торцев сервозолотника;

$y(t)$  — входная функция.

При расчете переходных процессов в СГ на ЦВМ учитывалась взаимосвязь между силами, действующими на подвижные узлы механизма, имеющая место в реальном процессе отработки системой входного сигнала  $y(t)$ , т. е. программа вычислений была составлена таким образом, что выполнялось условие:

I) при  $\frac{dx}{dt} = 0$ :

а)  $\frac{d^2 x}{dt^2} = 0$ , если  $|F_2 p_2 - F_2 \kappa p_1| < |F_{\text{тр}}|$ ;

б)  $F_{\text{тр}} > 0$ , если  $|F_2 p_2 - F_2 \kappa p_1| > |F_{\text{тр}}|$  и  $(F_2 p_2 - F_2 \kappa p_1) < 0$ ;

в)  $F_{\text{тр}} < 0$ , если  $|F_2 p_2 - F_2 \kappa p_1| > |F_{\text{тр}}|$  и  $(F_2 p_2 - F_2 \kappa p_1) > 0$ .

II) при  $\frac{dx}{dt} \neq 0$ :

а)  $F_{\text{тр}} > 0$ , если  $\frac{dx}{dt} < 0$ ;

б)  $F_{\text{тр}} < 0$ , если  $\frac{dx}{dt} > 0$ .

В расчетах динамики графоаналитическим методом, основные положения которого изложены в работе [4], дополнительно учитывалась нелинейная зависимость коэффициента податливости  $\kappa$  от давления, а также сложный характер истечения рабочей жидкости через малые открытые и перекрытые управляющие щели золотников.

На рис. 7 приведены результаты расчетов переходного процесса в новом СГ графоаналитическим методом (кривая 2), на ЦВМ (кривая 3), а также экспериментальная кривая 1.

Основные параметры системы были приведены на стр. 158, а значения  $m$ ,  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$  равны:

$$m = 0,163 \frac{\text{кг сек}^2}{\text{см}^2}; \quad \kappa_1 = 0,10 \frac{\text{см}^5}{\text{кг}} \quad \kappa_2 = 0,04 \frac{\text{см}^5}{\text{кг}}.$$

Как следует из рис. 7, точность графоаналитического расчета несколько лучше, чем результаты расчета на ЦВМ, хотя при графоаналитическом расчете вся длительность переходного процесса была разбита на 30 интервалов, а при расчете на ЦВМ — на 400. Это объясняется тем, что при графоаналитическом расчете учитывались дополнительные существенные факторы, обуславливающие нелинейность процесса. Учет этих факторов при расчете на ЦВМ значительно усложнял программу вычисления. Результаты исследований СГ с обратной связью по расходу позволяют сделать следующие выводы:

1. Рассматриваемый следящий гидромеханизм имеет высокую статическую точность, достаточно устойчив и обладает лучшими динамическими характеристиками, чем обычная система с двумя насосами без обратной связи по расходу.

2. Путем изменения соотношения  $\kappa$  рабочих площадей поршня в полостях цилиндра и соотношения  $\kappa'$  расходов насосов может быть получена любая требуемая скоростная характеристика СГ.

3. При использовании данного гидромеханизма с разомкнутой отрицательной обратной связью он может обеспечивать высокую стабильность скорости движения поршня, что особенно ценно при перемещениях тяжелых узлов крупных станков с малыми скоростями, в приводах протяжных, строгальных и долбежных станков.

В качестве двигателя в рассматриваемой гидросистеме может употребляться не только гидроцилиндр, но и гидромотор вращательного движения.

Дальнейшие исследования помогут установить условия динамической устойчивости нового СГ, а также схемы практического применения СГ в системах приводов и автоматики станков.

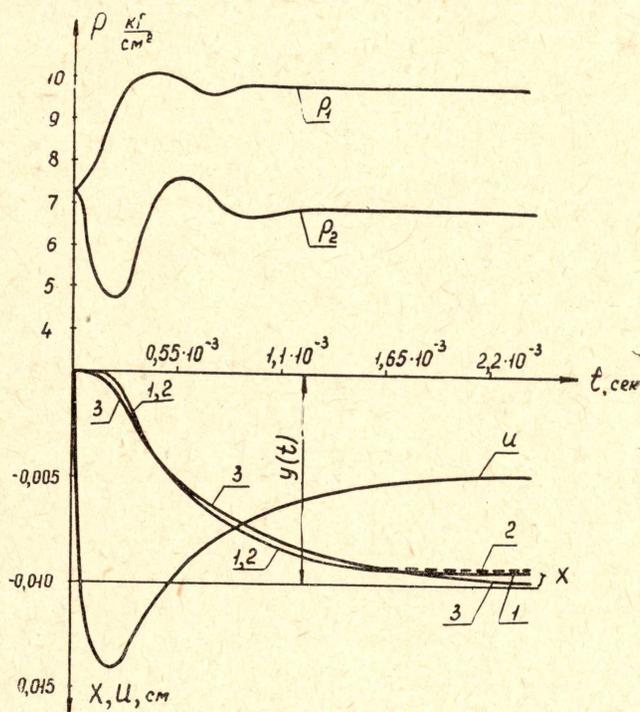


Рис. 7. Характеристики переходного процесса в СГ с обратной связью по расходу:

1 — экспериментальная кривая  $x(t)$ ; 2 — кривая  $x(t)$ , полученная графоаналитическим расчетом; 3 — кривая  $x(t)$ , полученная расчетом на цифровой вычислительной машине «Минск-1»

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. Ф. Домрачев. Экспериментальное исследование гидроконтрольных систем на повышенных скоростях следящего движения. Механизация и автоматизация в машиностроении. Москва—Киев, Машгиз, 1959.

2. В. А. Лещенко. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М., Машгиз, 1962.

3. И. А. Немировский. Графоаналитический анализ и синтез однокоординатных следящих гидросистем станков. АН СССР. Четвертое совещание по автоматизации процессов машиностроения. Тезисы докладов. Издательство «Наука», М., 1964.

4. И. А. Немировский и др. Повышение производительности крупных станков. Издательство «Машиностроение», М., 1965.

5. И. А. Немировский. Исследование возможности применения графоаналитического метода для анализа нелинейных процессов и синтеза следящих гидромеханизмов. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. Томск, 1965.

---