

Er. 6.7

TALLINNA POLÛTEHNILISE  
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 199

Г. Т. ГРОССШМИДТ

**РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ  
КОПИРОВАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ НА ТОЧНОСТЬ  
КОПИРОВАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ**

EP4570



Ер. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED  
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А

№ 199

1962

---

Г. Т. ГРОССШМИДТ

**РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ  
КОПИРОВАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ НА ТОЧНОСТЬ  
КОПИРОВАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ**

ТАЛЛИН 1962

1.2.73

THE UNIVERSITY OF CHICAGO  
LIBRARY

Как известно, погрешность копирования гидравлического копирующего устройства составляется из погрешностей механических звеньев и гидравлической системы. Увеличение точности работы механических звеньев достигается мероприятиями по увеличению точности изготовления и сборки деталей и увеличению жесткости узлов. Возможности уменьшения погрешностей в работе гидросистемы, которые в большинстве случаев являются основной составляющей общей погрешности копирования, ограничиваются возникновением автоколебаний в системе. Поэтому при проектировании гидравлической копирующей системы главной задачей является обеспечение в области устойчивости ее работы возможно большей точности следящего движения.

Ввиду сложности систем, влияния многочисленных факторов и отсутствия полного представления о характере влияния каждого фактора в отдельности, эта задача решается, в основном, экспериментальным путем, причем не всегда достигаются оптимальные соотношения параметров.

Поскольку экспериментальное выявление существующих закономерностей представляется затруднительным, необходимо произвести теоретический анализ процессов с последующей проверкой результатов.

В настоящей работе рассматривается однокоординатная гидравлическая копирующая система с дифференциальным цилиндром и однокромочным следящим золотником.

В целях достижения возможно высокой точности работы исследуемой копирующей системы необходимо выполнить расчеты по определению погрешности копирования при установившемся движении и произвести теоретический анализ динамики, позволяющий оценить поведение системы при динамических процессах.

В настоящей работе эти задачи решаются более точно, чем в известной нам литературе, что позволяет получить новые результаты для практического пользования.

В дальнейших расчетах приняты следующие обозначения (см. фиг. 1).

Величины, характеризующие свойства масла:

$\gamma$  — удельный вес,  $\text{кг/см}^3$ ,

$g$  — ускорение силы тяжести,  $\text{см/сек}^2$ ,

$\nu$  — кинематическая вязкость,  $см^2/сек$ ,  
 $E_{жс}$  — объемный модуль упругости, принимаемый равным  $1,6 \cdot 10^4$   $кг/см^2$ .

Основные параметры гидросистемы:

$F_n, F_c$  — площади поршня в нагнетательной и сливной полостях гидроцилиндра,  $см^2$ ,

$m$  — масса движущихся частей и масла, приведенная к поршню силового гидроцилиндра,  $кг сек^2/см$ ,

$V_n, V_c$  — мгновенные объемы масла в нагнетательной и сливной полостях гидроцилиндра,  $см^3$ ,

$k_n, k_c$  — суммарные коэффициенты объемной упругости трубопроводов в полостях нагнетания и слива,  $см^5/кг$ ,

$H$  — длина сливной полости гидроцилиндра,  $см$ .

Параметры, общие для переливных клапанов типа Г54-1, БГ54-1 и Г52-1:

$f_k$  — рабочая площадь золотника переливного клапана,  $см^2$ ,

$c_k$  — жесткость пружины, действующей на золотник переливного клапана,  $кг/см$ .

Параметры и величины, относящиеся к переливным клапанам типа Г52-1:

$f_{ш}$  — рабочая площадь вспомогательного шарикового клапана,  $см^2$ ,

$c_{ш}$  — жесткость пружины вспомогательного шарикового клапана,  $кг/см$ ,

$p_k$  — давление масла в надзолотниковой полости,  $кг/см^2$ ,

$Q_{ок}$  — расход масла через сопротивление в золотнике,  $см^3/сек$ ,

$Q_{ш}$  — расход масла через вспомогательный шариковый клапан,  $см^3/сек$ ,

$u_{ш}$  — величина подъема вспомогательного шарикового клапана,  $см$ .

Параметры, определяющие погрешность копирования:

$\delta_{рад}, \delta_{ос}$  — погрешности копирования гидросистемой для радиальных и осевых размеров обрабатываемой детали,  $см$ ,

$h, h'$  — координаты высоты профиля копира и радиальных размеров обрабатываемой детали,  $см$ ,

$l, l'$  — координаты осевых размеров копира и обрабатываемой детали,  $см$ ,

$b$  — длина рабочей щели следящего золотника,  $см$ ,

$i$  — передаточное отношение рычажной передачи от шупа к следящему золотнику,

$\varphi$  — угол между осью обрабатываемой детали и направлением движения копировальных салазков.

### Переменные параметры:

$x, v$  — путь и скорость перемещения копируемых салазок, принимаемые со знаком «+» при движении в направлении отвода от обрабатываемой детали, *см, см/сек*,

$p_n, p_c$  — давления масла в полостях нагнетания и слива гидроцилиндра, *кг/см<sup>2</sup>*,

$y, z$  — величины осевого смещения золотника переливного клапана и следящего золотника при открытии их щелей, *см*.

Параметры, соответствующие установившемуся движению системы, обозначены индексом «о» и любые постоянные величины этих параметров — индексом «п». Отклонения от данного положения равновесия обозначены знаком «Δ».

Относительные параметры переменных:

$\xi = \frac{\Delta x}{x_n}$  — относительный путь перемещения копируемых салазок,

$\psi_n = \frac{\Delta p_n}{p_{н.п}}, \psi_c = \frac{\Delta p_c}{p_{с.п}}$  — относительные давления масла в полостях нагнетания и слива гидроцилиндра,

$\eta = \frac{\Delta y}{y_n}, \sigma = \frac{\Delta z}{z_n}$  — относительные осевые смещения золотника переливного клапана и следящего золотника при открытии их щелей.

Расходы масла и величины для их расчета:

$Q_{ут. нас}$  — утечки в насосе, *см<sup>3</sup>/сек*,

$Q_k, Q_{зол}$  — расходы через переливной клапан и рабочую щель следящего золотника, *см<sup>3</sup>/сек*,

$Q_d$  — расход через сопротивление, через которое масло поступает в сливную полость гидроцилиндра, *см<sup>3</sup>/сек*,

$\alpha_{зол}, \alpha_d$  — коэффициенты расхода, принимаемые равными 0,7,

$f_d$  — площадь проходного сечения местного сопротивления на пути подачи масла в сливную полость гидроцилиндра, *см<sup>2</sup>*,

$(\Delta p)_d$  — перепад давления в местном сопротивлении на пути подачи масла в сливную полость гидроцилиндра, *кг/см<sup>2</sup>*.

Действующие усилия:

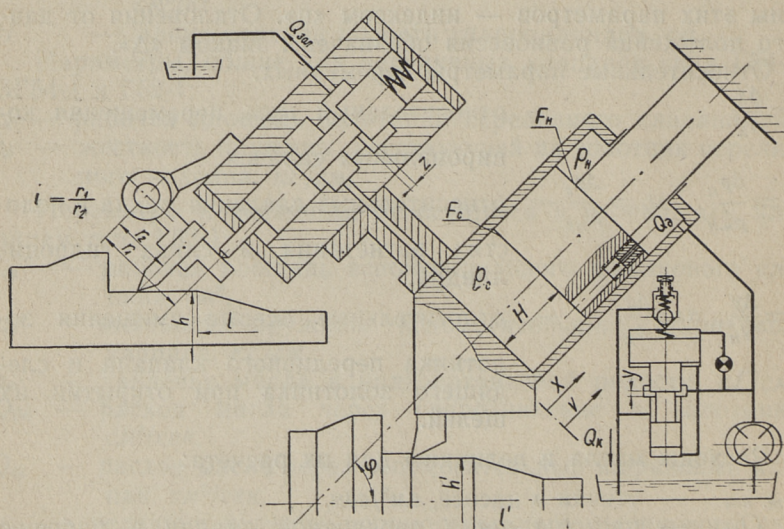
$P_{пол}, P_{тр}$  — полезное усилие и силы трения, преодо-

леваемые при движении копировально-го устройства,  $\kappa\Gamma$ ,

$\beta = \frac{\partial(P_{тр} + P_{пол})}{\partial v}$  — коэффициент характеристики сил, преодолеваемых при движении копировального устройства,  $\kappa\Gamma \text{ сек/см}$ .

Для нахождения погрешности копирования гидросистемой необходимо определить смещения следящего золотника относительно его корпуса.

Расход через рабочую щель следящего золотника при установившемся движении (см. фиг. 1) определяется по условию:



Фиг. 1

$$Q_{зол_0} = Q_{0_0} + v_0 F_c. \quad (1)$$

Величины расходов масла через гидравлические местные сопротивления зависят от ряда факторов, основными из которых являются: геометрическая форма и размеры сопротивления, перепад давления и вязкость масла.

Представляет затруднения теоретический вывод формулы для точного расчета расходов через разные постоянные и переменные местные сопротивления, применяемые в гидросистемах. Поэтому наибольшая точность достигается в расчетах, выполненных на основании экспериментальных данных.



Расчеты возможны и с применением эмпирических формул. Эти формулы выражают зависимости расходов от основных влияющих факторов.

Например, расходы  $Q_{зол_0}$  и  $Q_{д_0}$  могут быть тогда выражены в виде функций:

$$Q_{зол_0} = \Phi_{зол} (b, z_0, p_{c_0}, v), \quad (2)$$

$$Q_{д_0} = \Phi_{д} (f_{д}, p_{н_0} - p_{c_0}, v). \quad (3)$$

Уравнение (1) после подстановки в него выражений расходов (2) и (3) преобразуется:

$$\Phi_{зол} (b, z_0, p_{c_0}, v) = \Phi_{д} (f_{д}, p_{н_0} - p_{c_0}, v) + v_0 F_c. \quad (4)$$

Решая это уравнение (4) в отношении координаты осевого положения следящего золотника в его корпусе, получим:

$$z_0 = \Phi (b, p_{c_0}, f_{д}, p_{н_0} - p_{c_0}, v, v_0 F_c). \quad (5)$$

При изменении развиваемого усилия (изменяется давление в сливной полости гидроцилиндра на  $\Delta p_c$ ) и скорости копировального движения (изменяется на величину  $\Delta v$ ) изменяется и координата осевого положения следящего золотника на  $\Delta z$ .

Давление в нагнетательной полости гидроцилиндра можем принять здесь постоянным. Координата осевого положения следящего золотника тогда равняется:

$$z_0 + \Delta z = \Phi [b, p_{c_0} \pm \Delta p_c, f_{д}, p_{н_0} - (p_{c_0} \pm \Delta p_c), v, v_0 \pm \Delta v, F_c]. \quad (6)$$

Как разность выражений (6) и (5) получим уравнение для расчета величины изменения осевого положения следящего золотника:

$$\Delta z = \Phi [b, p_{c_0} \pm \Delta p_c, f_{д}, p_{н_0} - (p_{c_0} \pm \Delta p_c), v, v_0 \pm \Delta v, F_c] - \Phi (b, p_{c_0}, f_{д}, p_{н_0} - p_{c_0}, v, v_0 F_c). \quad (7)$$

Для упрощенного предварительного расчета величин смещения следящего золотника можем пользоваться общеизвестными формулами расходов:

$$Q_{зол_0} = a_{зол} b z_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_{c_0}}, \quad (8)$$

$$Q_{д_0} = a_{д} f_{д} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_{н_0} - p_{c_0})}. \quad (9)$$

Величина открытия щели следящего золотника тогда выразится:

$$z_0 = \frac{\alpha_{\partial} f_{\partial} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_{н_0} - p_{c_0})} + v_0 F_c}{\alpha_{з_0,л} b \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_{c_0}}} \quad (10)$$

Открытие щели при других режимах работы равняется:

$$z_0 + \Delta z = \frac{\alpha_{\partial} f_{\partial} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} [p_{н_0} - (p_{c_0} \pm \Delta p_c)]} + (v_0 \pm \Delta v) F_c}{\alpha_{з_0,л} b \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_{c_0} \pm \Delta p_c)}} \quad (11)$$

Как разность выражений (11) и (10) получим уравнение для расчета величины изменения открытия щели следящего золотника:

$$\begin{aligned} \Delta z = & \frac{\alpha_{\partial} f_{\partial}}{\alpha_{з_0,л} b} \left[ \frac{\sqrt{p_{н_0} - (p_{c_0} \pm \Delta p_c)}}{\sqrt{p_{c_0} \pm \Delta p_c}} - \frac{\sqrt{p_{н_0} - p_{c_0}}}{\sqrt{p_{c_0}}} \right] + \\ & + \frac{F_c}{\alpha_{з_0,л} b \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}} \left[ v_0 \left( \frac{1}{\sqrt{p_{c_0} \pm \Delta p_c}} - \frac{1}{\sqrt{p_{c_0}}} \right) \pm \frac{\Delta v}{\sqrt{p_{c_0} \pm \Delta p_c}} \right]. \quad (12) \end{aligned}$$

Эту зависимость для конкретных параметров системы целесообразно изобразить графически. В качестве примера приводим график зависимости  $\Delta z$  от  $\Delta p_c$  при разных  $\Delta v$  для следующих параметров системы:  $p_{н_0} = 20 \text{ кг/см}^2$ ,  $F_c = 50 \text{ см}^2$ ,  $p_{c_0} = 10 \text{ кг/см}^2$ ,  $f_{\partial} = 0,04 \text{ см}^2$ ,  $b = 3\pi \text{ см}$  (см. фиг. 2).

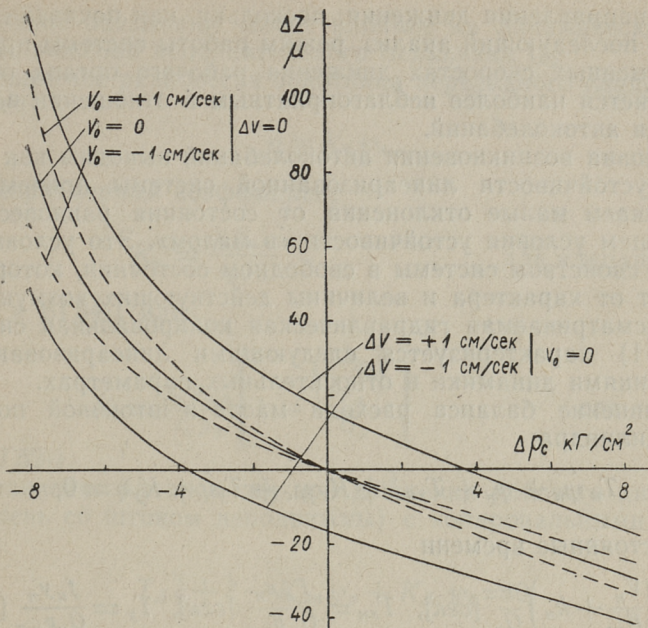
Полезная нагрузка и силы трения определяют давление в сливной полости гидроцилиндра  $p_{c_0}$  по условию статического равновесия сил, действующих на исполнительный механизм:

$$p_{c_0} = \frac{1}{F_c} (p_{н_0} F_n \pm P_{пол} \pm P_{тр}). \quad (13)$$

Полезная нагрузка  $P_{пол}$  принимается в этом уравнении со знаком «+» при ее направлении от детали, а силы трения  $P_{тр}$  со знаком «+» при движении копируемых салазок к детали.

Погрешности копирования гидросистемой для радиальных и осевых размеров обрабатываемой детали определяются соответственно формулами:

$$\delta_{рад} = h - h' = \frac{\Delta z}{i} \sin \varphi, \quad (14)$$



Фиг. 2

$$\delta_{oc} = l - l' = \frac{\Delta z}{i} \cos \varphi. \quad (15)$$

Увеличение гидравлической точности копирования ограничивается возникновением автоколебаний в следящей системе. Следовательно по условию устойчивости движения необходимо выбрать параметры, определяющие, в основном, точность копирования. Такими параметрами являются длина рабочей щели следящего золотника «b» и величина отношения рычажной передачи от шупа к золотнику «i».

Для расчета динамических характеристик гидросистемы, учитывая сложность задачи и влияние большого количества факторов, необходимо создать упрощенную расчетную модель. С этой целью сделаем некоторые допущения.

Принимаем распространение импульсов в масле мгновенным, пренебрегаем объемными потерями масла (кроме утечек в насосе) и не учитываем гидравлические потери давления в каналах и трубопроводах. Возможность принятия этих допущений в рассматриваемой системе подтверждается экспериментально.

Не рассматривается также влияние сил трения при изме-

нении направления движения, поскольку, как показали практика и последующий анализ, режим работы системы при знакопеременных скоростях движения рабочего органа обычно не является наиболее неблагоприятным в отношении возникновения автоколебаний.

Условия возникновения автоколебаний выводим как условия неустойчивости линеаризованной системы, причем рассматриваем малые отклонения от состояния равновесия — т. е. ищем условия устойчивости «в малом». Это условие является свойством системы в свободном состоянии, которое не зависит от характера и величины действующих возмущений.

Рассматриваемая гидравлическая копировальная система (фиг. 1) характеризуется следующими линеаризованными уравнениями динамики в относительных параметрах.

Уравнение баланса расхода масла в штоковой полости гидроцилиндра:

$$T_n \dot{\psi}_n + \psi_n + T_{xn} \dot{\xi} + K_c \psi_c + T_y \dot{\eta} + K_y \eta = 0, \quad (16)$$

где постоянные времени

$$T_n = \left( \frac{V_n}{E_{жс}} + k_n \right) \frac{1}{G_n} \text{ [сек]}, \quad T_{xn} = \frac{F_n x_n}{G_n p_{н.п}} \text{ [сек]}, \quad T_y = \frac{f_k y_n}{G_n p_{н.п}} \text{ [сек]},$$

безразмерные коэффициенты

$$K_c = \left( \frac{\partial Q_{\partial}}{\partial p_c} \right)_0 \frac{p_{с.п}}{G_n p_{н.п}}, \quad K_y = \left( \frac{\partial Q_k}{\partial y} \right)_0 \frac{y_n}{G_n p_{н.п}} \quad (\text{при переливном}$$

клапане типа Г54-1 или БГ54-1)

$$\text{или } K_y = \frac{\left( \frac{\partial Q_k}{\partial y} \right)_0 \frac{y_n}{p_{н.п}}}{G_n + G_k \left( \frac{\partial Q_{\partial k}}{\partial p_k} \right)_0 \left( \frac{\partial Q_{\partial k}}{\partial p_n} \right)_0} \quad (\text{для переливного клапана}$$

типа Г52-1),

в которых

$$G_n = \left( \frac{\partial Q_{ут.нас}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\partial}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_k}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\partial k}}{\partial p_n} \right)_0 \left[ \frac{с.м^5}{сек кг} \right],$$

$$G_k = - \left( \frac{\partial Q_{\partial k}}{\partial p_k} \right)_0 + \frac{f_{ш}}{c_{ш}} \left( \frac{\partial Q_{ш}}{\partial y_{ш}} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{ш}}{\partial p_k} \right)_0 \left[ \frac{с.м^5}{сек кг} \right].$$

Для переливного клапана достаточно иметь уравнение равновесия сил, действующих на золотник, поскольку при обычно применяемых клапанах массы их золотников и демп-

фирование оказывают малое влияние на динамические процессы движения исполнительного механизма [2].

Уравнение равновесия золотника переливного клапана выразится:

$$\eta = K_{\kappa} \psi_n, \quad (17)$$

где безразмерный коэффициент

$$K_{\kappa} = \frac{J_{\kappa} P_{н.п}}{c_{\kappa} y_n} \quad \text{для клапанов типа}$$

Г54-1 и БГ54-1 или

$$K_{\kappa} = \frac{f_{\kappa} P_{н.п}}{c_{\kappa} y_n} \left[ 1 - \frac{\left( \frac{\partial Q_{\partial \kappa}}{\partial p_n} \right)_0}{G_{\kappa}} \right] \quad \text{для клапана}$$

типа Г52-1.

Уравнение баланса сил при движении рабочего цилиндра (поршень со штоком неподвижны) с копирувальными салазками:

$$T_D \ddot{\xi} + \dot{\xi} - K_{Дн} \psi_n + K_{Дс} \psi_c = 0, \quad (18)$$

где постоянная времени

$$T_D = \frac{m}{\beta} \text{ [сек]}$$

и коэффициенты

$$K_{Дн} = \frac{F_n P_{н.п}}{\beta x_n} \left[ \frac{1}{\text{сек}} \right], \quad K_{Дс} = \frac{F_c P_{с.п}}{\beta x_n} \left[ \frac{1}{\text{сек}} \right].$$

Уравнение баланса расхода в сливной полости гидроцилиндра:

$$T_c \dot{\psi}_c + \psi_c - K_n \psi_n - T_{xc} \dot{\xi} + K_z \sigma = 0, \quad (19)$$

где постоянные времени

$$T_c = \left( \frac{V_c}{E_{жс}} + k_c \right) \frac{1}{G_c} \text{ [сек]}, \quad T_{xc} = \frac{F_c x_n}{G_c P_{с.п}} \text{ [сек]}$$

и безразмерные коэффициенты

$$K_n = \left( \frac{\partial Q_{\partial}}{\partial p_n} \right)_0 \frac{P_{н.п}}{G_c P_{с.п}}, \quad K_z = \left( \frac{\partial Q_{зол}}{\partial z} \right)_0 \frac{z_n}{G_c P_{с.п}},$$

в которых

$$G_c = \left( \frac{\partial Q_{зол}}{\partial p_c} \right)_0 - \left( \frac{\partial Q_{\partial}}{\partial p_c} \right)_0 \left[ \frac{\text{см}^5}{\text{сек кГ}} \right].$$

Уравнение жесткой обратной связи для прямолинейных участков копира (система рассматривается без изменяющихся внешних воздействий) при условии, что контакт шупа с копиром не нарушается:

$$x_n \ddot{\xi} + \frac{z_n}{i} \sigma = 0. \quad (20)$$

Контакт шупа с копиром при незначительной массе следящего золотника и его малодемпфированном исполнении обычно не нарушается.

Характеристическое уравнение системы на основании выведенных уравнений движения (16) до (20) получается четвертой степени:

$$\begin{aligned} & (T_n + K_k T_y) T_d T_c r^4 + [(T_n + K_k T_y)(T_d + T_c) + \\ & + T_d T_c (1 + K_k K_y)] r^3 + [(T_n + K_k T_y)(1 + K_{Дс} T_{xc}) + \\ & + (T_d + T_c)(1 + K_k K_y) + T_c K_{Дн} T_{xn} + T_d K_c K_n] r^2 + \\ & + [(1 + K_{Дс} T_{xc})(1 + K_k K_y) + (T_{xn} + T_{xc} K_c) K_{Дн} - \\ & - T_{xn} K_n K_{Дс} + K_c K_n + (T_n + K_k T_y) K_{Дс} K_z i \frac{x_n}{z_n}] r + \\ & + [K_c K_{Дн} + (1 + K_k K_y) K_{Дс}] K_z i \frac{x_n}{z_n} = 0. \quad (21) \end{aligned}$$

Это уравнение позволяет вести расчет устойчивости движения при широких диапазонах параметров копировальной системы.

При высокочувствительном и жестком переливном клапане (имеющим малую рабочую площадь  $f_k$ , большую жесткость пружины  $c_k$  и малую длину золотниковой щели для клапанов типа Г54-1 и БГ54-1) и обычно применяемых параметрах системы в значительной мере компенсируются: изменения объема штоковой полости гидроцилиндра вследствие перемещения поршня; расход масла, перетекающего в сливную полость; изменения объема полости вследствие сжимаемости масла и деформации упругих элементов. Поэтому штоковая полость гидроцилиндра, обладающая значительно более высокой жесткостью, чем его сливная полость, оказывает малое влияние на устойчивость движения.

Это доказано теоретически анализом значений коэффициентов полученного характеристического уравнения (21) и проверено экспериментально.

Следовательно, при исследовании устойчивости работы данной копировальной системы можно исключить члены уравнений, относящиеся к штоковой полости гидроцилиндра, и рассмотреть упрощенное характеристическое уравнение:

$$T_D T_c r^3 + (T_D + T_c) r^2 + (1 + K_{Дс} T_{xc}) r + K_{Дс} K_z i \frac{x_n}{z_n} = 0. \quad (22)$$

Условия устойчивости по полученному характеристическому уравнению следующие:

$$\frac{1}{T_c} + \frac{1}{T_D} > 0, \quad (23)$$

$$\frac{1}{T_D T_c} (1 + K_{Дс} T_{xc}) > 0, \quad (24)$$

$$\frac{1}{T_D T_c} K_{Дс} K_z i \frac{x_n}{z_n} > 0, \quad (25)$$

$$(T_D + T_c) (1 + K_{Дс} T_{xc}) > T_D T_c K_{Дс} K_z i \frac{x_n}{z_n}. \quad (26)$$

Решающим из этих условий является последнее. Это условие (26) рассматриваем в отношении коэффициента  $\beta$ :

$$\beta^2 + \left( \frac{F_c^2}{G_c} + \frac{E_{жс}}{V_c} m G_c \right) \beta + m F_c \left[ \frac{E_{жс}}{V_c} F_c - \left( \frac{\partial Q_{зол}}{\partial z} \right)_0 \frac{i}{G_c} \right] > 0, \quad (27)$$

где пренебрегаем коэффициентом  $k_c$  ввиду его малого значения.

Полученное условие (27) позволяет проверить выбранные параметры гидросистемы на устойчивость движения, а также определить характер и степень влияния каждого постоянного и переменного параметра.

В качестве показателя степени устойчивости движения принимаем значение коэффициента  $\beta$ , соответствующего при заданных параметрах гидросистемы границе устойчивости.

На границе устойчивости имеем:

$$\beta^2 + \left( \frac{F_c^2}{G_c} + \frac{E_{жс}}{V_c} m G_c \right) \beta + m F_c \left[ \frac{E_{жс}}{V_c} F_c - \left( \frac{\partial Q_{зол}}{\partial z} \right)_0 \frac{i}{G_c} \right] = 0. \quad (28)$$

В упрощенных расчетах частные производные в выражениях (27) и (28) принимаем равными:

$$\left( \frac{\partial Q_{зол}}{\partial z} \right)_0 = \alpha_{зол} b \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_{c_0}},$$

$$\left( \frac{\partial Q_{зол}}{\partial p_c} \right)_0 = \frac{Q_{зол_0}}{2p_{c_0}}, \quad \left( \frac{\partial Q_{\partial}}{\partial p_c} \right)_0 = \frac{Q_{\partial_0}}{2(p_{н_0} - p_{c_0})}.$$

Величина  $G_c = \left( \frac{\partial Q_{зол}}{\partial p_c} \right)_0 - \left( \frac{\partial Q_{\partial}}{\partial p_c} \right)_0$

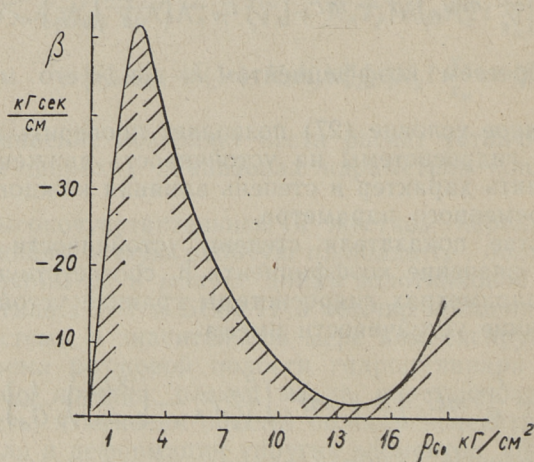
тогда может быть выражена:

$$G_c = \frac{v_0 F_c}{2p_{c_0}} + Q_{\partial_0} \left[ \frac{1}{2p_{c_0}} + \frac{1}{2(p_{H_0} - p_{c_0})} \right]$$

или

$$G_c = \frac{v_0 F_c}{2p_{c_0}} + \frac{\alpha_{\partial} f_{\partial} \sqrt{2g}}{2\sqrt{p_{H_0} - p_{c_0}}} \frac{p_{H_0}}{p_{c_0}}$$

Приводим кривую границы устойчивости для параметров гидросистемы  $p_{H_0} = 20 \text{ кг/см}^2$ ,  $F_c = 50 \text{ см}^2$ ,  $m = 0,04 \text{ кг сек}^2/\text{см}$ ,  $H = 5 \text{ см}$  ( $V_c \approx F_c H$ ),  $f_{\partial} = 0,04 \text{ см}^2$ ,  $b_i = 3\pi \text{ см}$ ,  $v_0 = 0$ , построенную по выражению (28) в координатах: коэффициент  $\beta$ , давление в сливной полости гидроцилиндра  $p_{c_0}$  (см. фиг. 3). Область ниже кривой границы устойчивости является областью устойчивости, а область выше — областью неустойчивости.



Фиг. 3

При расчете коэффициент  $\beta$ , соответствующий минимуму кривой границы устойчивости и рассчитанный при самых неблагоприятных режимах работы (максимальная скорость движения копировальных салазок в направлении к детали и наибольший объем масла в сливной полости гидроцилиндра) следует сравнивать с принятым допускаемым его значением.



Для определения величины  $(bi)$  по допускаемому значению коэффициента  $\beta$  решаем уравнение (28):

$$bi = \frac{G_c}{\left(\frac{\partial \Phi'_{30Л}}{\partial z}\right)_0} \left[ \frac{\beta_{доп}}{m F_c} \left( \beta_{доп} + \frac{F_c^2}{G_c} + \frac{E_{жс}}{V_c} m G_c \right) + \frac{E_{жс}}{V_c} F_c \right], \quad (29)$$

при котором расход масла через следящий золотник  $Q_{30Л}$  принят пропорциональным длине щели «b»:

$$Q_{30Л} = b \Phi'_{30Л}(z, p_c, v).$$

В первом приближении в качестве допускаемого можем принять нулевое значение коэффициента  $\beta$ . При этом предполагается, что работа копировального устройства происходит в условиях отсутствия значительных отрицательных величин коэффициента  $\beta$ .

Принимая  $\beta_{доп}$  равной нулю, рассчитываем параметры копировального прибора:

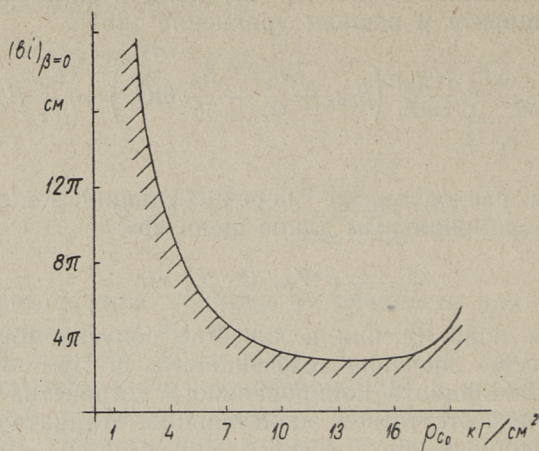
$$(bi)_{\beta=0} = \frac{F_c E_{жс} G_c}{V_c \left(\frac{\partial \Phi'_{30Л}}{\partial z}\right)_0}. \quad (30)$$

При подстановке упрощенных частных производных в уравнение (30), получим:

$$(bi)_{\beta=0} = \frac{F_c E_{жс}}{2 V_c p_{c_0}^{3/2}} \left[ \frac{x_0 F_c}{\alpha_{30Л} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}} + \frac{\alpha_{df \partial p_{H_0}}}{\alpha_{30Л} \sqrt{p_{H_0} - p_{c_0}}} \right]. \quad (31)$$

Для выбора значения  $(bi)$  необходимо построить график границы устойчивости при максимальном объеме масла в сливной полости  $V_c$  и максимальной скорости движения копировальных салазок в направлении к детали в координатах  $p_{c_0}$ ,  $(bi)$ . По графику можем найти значение  $(bi)$ , обеспечивающее устойчивость следящего движения при заданном диапазоне давлений в сливной полости. Такой график, построенный по формуле (31), для параметров гидросистемы  $p_{H_0} = 20 \text{ кг/см}^2$ ,  $F_c = 50 \text{ см}^2$ ,  $H = 5 \text{ см}$  ( $V_c \approx F_c H$ ),  $f_{\partial} = 0,04 \text{ см}^2$ ,  $v_0 = -1 \text{ см/сек}$ , приведен на фиг. 4.

Поскольку значение  $(bi)$  выбирается постоянным, то его необходимо принять равным минимуму кривой функции зависимости  $(bi)_{\beta=0}$  от  $p_{c_0}$  по формуле (31). Это минимальное значение  $(bi)$  для самых неблагоприятных условий работы определяется по формуле:



Фиг. 4

$$(bi)_{\beta=0}^{min} = \frac{F_c E_{ж}}{2 V_{c \max} \rho_{c0\beta}^{3/2}} \left[ - \frac{v_{0 \max \text{ подв}} F_c}{\alpha_{30\lambda} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}} + \frac{\alpha_{\partial}^2 f_{\partial} \rho_{H_0}}{\alpha_{30\lambda} \sqrt{\rho_{H_0} - \rho_{c0\beta}}} \right], \quad (32)$$

где  $V_{c \max}$  — максимальный объем масла в сливной полости гидроцилиндра ( $см^3$ ),  
 $\rho_{c0\beta}$  — давление в сливной полости гидроцилиндра, обуславливающее минимальную степень устойчивости движения ( $кг/см^2$ ),  
 $v_{0 \max \text{ подв}}$  — максимальная установившаяся скорость движения копируемых салазок при подводе к обрабатываемой детали ( $см/сек$ ).

В качестве примера рассмотрим систему с параметрами:  $\rho_{H_0} = 20 \text{ кг/см}^2$ ,  $F_c = 50 \text{ см}^2$ ,  $H_{\max} = 5 \text{ см}$  ( $V_{c \max} \approx F_c H_{\max}$ ),  $f_{\partial} = 0,04 \text{ см}^2$ ,  $v_{0 \max \text{ подв}} = 1 \text{ см/сек}$ . При этих параметрах  $\rho_{c0\beta} = 14 \text{ кг/см}^2$ .

По формуле (32) тогда получим  $(bi)_{\beta=0}^{min} = 2,7 \text{ п. см}$ .

Подставлением выражения  $(bi)_{\beta=0}^{min}$  по формуле (32) в формулу погрешности радиальных размеров (14) получим расчетное уравнение для определения минимальных достигаемых погрешностей копирования гидросистемой:

$$\begin{aligned}
 \delta_{\rho_{ad} \min}_{\beta=0} &= \frac{2V_c \max p_{c_{0\beta}}^{3/2}}{F_c E_{жс}} \left\{ \frac{1}{v_{0 \max \text{ по } \delta} F_c + \frac{p_{H_0}}{\sqrt{p_{H_0} - p_{c_{0\beta}}}}} \times \right. \\
 &\times \left[ \frac{\sqrt{p_{H_0} - (p_{c_0 \pm \Delta p_c)}}}{\sqrt{p_{c_0 \pm \Delta p_c}}} - \frac{\sqrt{p_{H_0} - p_{c_0}}}{\sqrt{p_{c_0}}} \right] + \frac{1}{-v_{0 \max \text{ по } \delta} + \frac{\alpha_{\partial} f_{\partial} p_{H_0} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}}{F_c \sqrt{p_{H_0} - p_{c_{0\beta}}}}} \times \\
 &\times \left. \left[ v_0 \left( \frac{1}{\sqrt{p_{c_0 \pm \Delta p_c}}} - \frac{1}{\sqrt{p_{c_0}}} \right) \pm \frac{\Delta v}{\sqrt{p_{c_0 \pm \Delta p_c}}} \right] \right\} \sin \varphi. \quad (33)
 \end{aligned}$$

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Г. Т. Гроссшмидт. Расчет динамических характеристик типового станочного гидропривода с дроссельным регулированием скорости. Труды Таллинского политехнического института, серия А, № 149, Таллин, 1958.
2. Г. Т. Гроссшмидт. Исследование работы напорных клапанов в станочном гидроприводе с дроссельным регулированием скорости. Автореферат диссертации. Киев, 1959.

Г. Т. Гроссшмидт

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ КОПИРОВАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ  
НА ТОЧНОСТЬ КОПИРОВАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Таллинский политехнический институт

Редактор Н. Щеглов

Технический редактор Я. Мыттус

Сдано в набор 8 VI 1962. Подписано к печати 14 IX 1962. Бумага 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Печатных листов 1,25. Учетно-издательских листов 0,7. Тираж 500 экз. МВ 06774. Заказ № 5522.

Типография им. Х. Хейдеманна, г. Тарту, ул. Юликооли 17/19. I  
Цена 5 коп







5 коп.

19

