

В. Т. ДУДНИКОВ, А. Д. БОЙКОВ

ГИДРОКОПИРОВАЛЬНАЯ СЛЕДЯЩАЯ СИСТЕМА С АСТАТИЗМОМ ВТОРОГО ПОРЯДКА И МЕТОДИКА ВЫБОРА ЕЕ ПАРАМЕТРОВ

В настоящее время в машиностроении получили широкое применение гидравлические следящие системы с астатизмом первого порядка по управляющему воздействию (перемещению), являющиеся статическими (позиционными) по возмущению (нагрузке на шток силового цилиндра и т. д.).

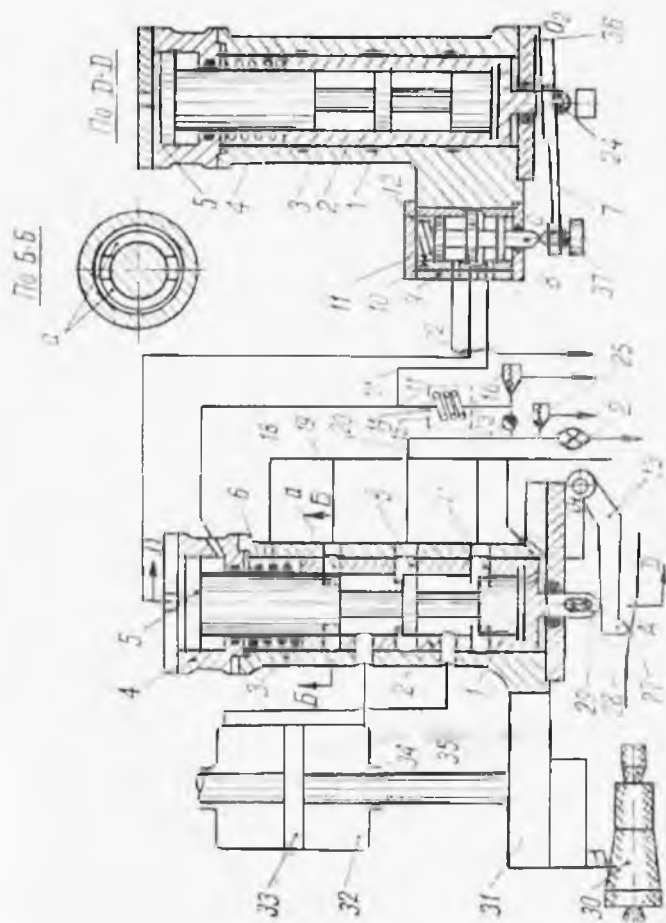
Эти системы просты и надежны в работе, но имеют ряд существенных недостатков: при скоростной обработке не обеспечивается высокая точность; ввиду большого расхода жидкости через золотники рабочих цилиндров трудно стабилизировать температуру жидкости, что приводит к возникновению погрешностей; наличие явлений облитерации (заращивания щелей) при малых расходах рабочей жидкости снижает точность системы на малых скоростях копирования; невозможность применения больших отрицательных перекрытий щелей управляющих золотников при высоких давлениях рабочей жидкости, связанных с ограничениями ее устойчивости, ведет к снижению быстродействия этих систем и созданию относительно громоздких конструкций.

Разработана гидрокopировальная следящая система с астатизмом второго порядка, которая не имеет отмеченных недостатков. Ниже приводится ее описание.

ОПИСАНИЕ И ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ГИДРОКОПИРОВАЛЬНОЙ СЛЕДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ

На фиг. 1 показана конструктивная схема системы применительно к токарной обработке при однокоординатном копировании детали 30 по копиру 27.

* Дудников В. Т. Гидрокopировальная следящая система. Авторское свидетельство № 154465 (688354/25 от 9/XII-1960 г.)



Фиг. 1.

Система имеет поршень 33, перемещающийся в рабочем цилиндре 32. Поршень 33 посредством штока соединяется с суппортом 31. В предложенной схеме суппорт 31 может быть связан с рабочим цилиндром 32, если шток поршня сделать неподвижным. К суппорту 31 жестко крепится копировальный прибор, в котором в гильзе 2 установлен управляющий золотник 1, и в штулке 10 — вспомогательный золотник 8.

Управляющий золотник имеет четыре рабочих кромки и отрицательное перекрытие (четырёхкромочный проточный золотник). Управляющий золотник 1, в отличие от обычно применяющихся, в верхней своей части выполнен как одно целое со вспомогательным поршнем 5. Гильза 2 золотника имеет прорезанные окна *a*, *b*, *c*, образующие на своей внутренней поверхности отсекающие рабочие кромки. Вид окоп показан в сечении Б-Б. Кроме этого, в отличие от известных конструкций, гильза 2 подвижная и монтируется в корпусе 3 по посадке с зазорами, обычно применяемыми в золотниковых парах (порядка 5–15 мк [1]).

Эта гильза пружиной 6 прижимается к рычагу 13, на конце которого имеется шуп 28, контактирующий с копиром 27. Гильза 2 имеет наконечник 29 с прорезью для установки шаровой опоры 24 и рычага 7. Рычаг 7 крепится к корпусу копировального прибора плоскими пружинами 36 и контактирует с вспомогательным золотником 8 (двухкромочный проточный золотник). При этом возможно применение однокромочного и четырёхкромочного проточного золотника.

Вспомогательный золотник 8 служит для управления движением поршня 5 и связанного с ним управляющего золотника 1. Золотник 8 прижимается к рычагу 7 пружиной 11. Жесткость пружины 11 должна быть значительно меньше, чем пружины 6. Последняя определяет величину давления шупа на копир. Для регулирования нулевого положения системы служит винт 37.

Следящая система работает следующим образом. Масло от насоса 26 с давлением, определяемым настройкой клапана 25, поступает по трубопроводу 20 в рабочие щели гильзы 2 и золотника 1. Сравнительно небольшая часть масла через дроссель 23 с давлением, зависимым от настройки клапана 16, через змеевик, заключенный в термостат 15, направляется по трубопроводам 17 и 18 в нижнюю полость дифференциального цилиндра 4 и по трубопроводу 21 — в полость корпуса золотника 8.

При смещении шупа 28 вверх гильза 2 перемещается в том же направлении, создавая доступ масла, по трубопроводу 34 в нижнюю часть рабочего цилиндра 32. Одновременно с этим через рычаг 7 смещается вверх золотник 8, что создает доступ масла по трубопроводу 22 в верхнюю полость цилиндра 5. При этом поршень 5 и связанный с ним золотник 1 будут перемещаться вниз, увеличивая щель между рабочими кромками гильзы 2 и золотника 1.

При изменении направления движения шупа соответственно

гильзы 2 будет двигаться вниз, а золотник 1 вверх (как показано на схеме), и суппорт 31 будет двигаться вниз.

Функциональная схема следящей системы показана на фиг. 2. Движение щупа 28 является входной величиной системы, зависящей от профиля копира.

Рассмотрим функциональную схему при движении щупа вверх. При этом, с целью облегчения анализа, условно разделим движение системы на две части: первая — при неподвижном суппорте и вторая — при неподвижном щупе.

Рассматривая первую часть движения щупа (точка А фиг. 1) коэффициентом усиления $K_2 = \frac{BO_1}{AO_1}$ (усилительное звено 1) передается в точке В рычага 13.

Движение последней с одной стороны передается на вход звена гидроусилителя 1 (с коэффициентом усиления, равным 1) и с другой стороны — через рычаг 7 с коэффициентом усиления $K_1 = \frac{CO_2}{BO_2}$ (усилитель 2) на вход корректирующего звена (серводвигатель с золотником 8 и поршнем 5), что вызывает перемещение вверх точки С. Последнее приводит в движение поршень 5 и золотник 1 вниз. Рассматривая щель между кромками золотника 1 и гильзы 2 входной величиной гидроусилителя, заметим, что выходные величины усилителя 1 корректирующего звена складываются.

Во второй части движения системы рассмотрим движение суппорта и связанных с ним точек опоры O_1 и O_2 рычагов 13 и 7.

Условно разложим это движение на три составляющих:

1. Движение корпуса прибора 3 при неподвижных точках опоры O_1 и O_2 .

2. Движение точки опоры O_1 при неподвижном корпусе и точке опоры O_2 .

3. Движение точки опоры O_2 при неподвижном корпусе и точке опоры O_1 .

Рассматривая первую составляющую, заметим, что при движении корпуса 3 (поршня 5 и золотника 1) вверх прикрываются щели (верхние на схеме) управляющего золотника 1 и щель (нижняя) вспомогательного золотника 8. Это равносильно наличию жестких отрицательных обратных связей ЖОС 1 и ЖОС 2 (см. фиг. 2).

Рассматривая вторую составляющую, для чего условно перенесем вверх точку O_1 (которую считали неподвижной), установим, что ее движение передается точке В с коэффициентом усиления $K_2 = \frac{1B}{1O_1}$ (усилитель 3).

Это приведет, с одной стороны, к перемещению втулки 2 вверх и увеличению открытия щели, что равносильно наличию положительной обратной связи на входе гидроусилителя.

С другой стороны, перемещение точки В вверх (при неподвижном

ной точке опоры O_2) приведет к перемещению золотника 8 (точка C) вверх, что равносильно наличию положительной обратной связи на входе усилителя 2.

При рассмотрении третьей составляющей переместим точку O_2 (которая рассматривалась неподвижной) вверх. Ее движение с коэффициентом усиления $K_1 = \frac{CB}{BO_2}$ (усилитель 4) передается точке C (точка B неподвижна), что вызовет перемещение золотника 8 вниз и уменьшит щель (нижнюю). Это равносильно наличию отрицательной обратной связи на входе корректирующего звена.

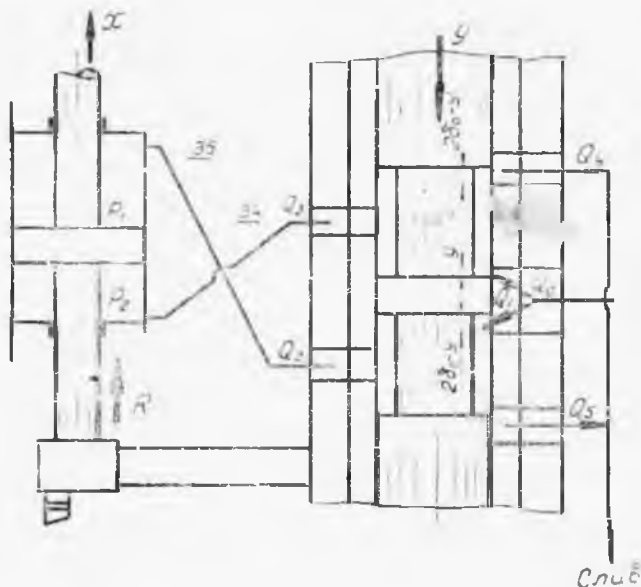
На основе рассмотренной функциональной схемы с использованием методов структурных преобразований ниже приводятся выражения передаточных функций системы управляемому воздействию (перемещению) и возмущающему воздействию (за счет сил резания).

II. УРАВНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОКОПИРОВАЛЬНОЙ СЛЕДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ

1. Уравнения звена гидроусилителя

Условно принимая гильзу 2 неподвижной и рассматривая движение вверх, пренебрегая утечками масла в зазорах поршня золотника и гильзы 2, в соответствии с фиг. 3 для гидроусилителя можно написать следующие уравнения:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4. \quad (2.1)$$



Фиг. 3.

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = F(p_2 - p_1) + R. \quad (2.2)$$

$$p_n = p_1 + p_2, \quad (2.3)$$

где Q_1, Q_3, Q_4 — расходы масла через соответствующие щели золотника;

Q_2 — расход, учитывающий сжимаемость масла и трубопроводов;

M — приведенная масса поршня и суппорта;

x — перемещение поршня;

F — площадь поршня;

p_1 и p_2 — давление в полостях цилиндра;

R — усилие, действующее на шток поршня (без учета сил трения);

p_n — давление в трубопроводе 20, определяемое клапаном 25.

Все величины приняты в системе единиц кг, см, сек.

Пренебрегая давлением в сливной магистрали, уравнения расходов масла в зависимости от перемещения золотника выражаются в следующем виде:

$$Q_1 = \mu l y \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_n - p_2)}; \quad (2.4)$$

$$Q_3 = F \frac{dx}{dt}; \quad (2.5)$$

$$Q_4 = \mu l (2\delta_0 - y) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_2}; \quad (2.6)$$

$$Q_2 = \gamma V \frac{dp_2}{dt}, \quad (2.7)$$

где μ — коэффициент расхода (принимается постоянным $\mu = 0,7$);

l — длина рабочей щели золотника;

γ — удельный вес;

δ_0 — величина отрицательного перекрытия золотника в его среднем положении;

γ — коэффициент объемного сжатия масла (с учетом подавляемости трубопроводов).

При установившемся режиме из уравнения (2.1) с учетом выражений (2.3) — (2.6) получим уравнение расхода масла при постоянной скорости в виде

$$F \frac{dx}{dt} = \mu l \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \left[y \sqrt{p_n - \frac{R}{F}} - (2\delta_0 - y) \sqrt{p_n + \frac{R}{F}} \right]. \quad (2.8)$$

С другой стороны, произведя линеаризацию уравнений (2.4), (2.6) по формуле

$$\Delta Q_i = \frac{\partial Q_i}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial Q_i}{\partial p_2} \Delta p_2, \quad (2.9)$$

преобразуем уравнения (2.1) — (2.7) к виду в отклонениях с безразмерными коэффициентами:

$$\frac{\Delta Q_1}{Q_{B1}} = \frac{Q_{B2}}{Q_{B1}} \frac{\Delta Q_2}{Q_{B2}} + \frac{Q_{B3}}{Q_{B1}} \frac{\Delta Q_3}{Q_{B3}} + \frac{Q_{B4}}{Q_{B1}} \frac{\Delta Q_4}{Q_{B4}}; \quad (2.10)$$

$$\frac{M_{XB}}{F} \frac{d^2 \left(\frac{\Delta x}{x_B} \right)}{dt^2} = p_{B2} \frac{\Delta p_2}{p_{B2}} - p_{B1} \frac{\Delta p_1}{p_{B1}} + \frac{R_B}{F} \frac{\Delta R}{R_L}; \quad (2.11)$$

$$p_{B2} \frac{\Delta p_2}{p_{B2}} + p_{B1} \frac{\Delta p_1}{p_{B1}} = 0; \quad (2.12)$$

$$\frac{\Delta Q_1}{Q_{B1}} = \frac{\mu l y_B \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_{11} - p_{B2})}}{Q_{B1}} \frac{\Delta y}{y_B} - \frac{\mu l y_0 p_{B2} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}}{2Q_{B1} \sqrt{p_{11} - p_{02}}} \frac{\Delta p_2}{p_{B2}}; \quad (2.13)$$

$$\frac{\Delta Q_3}{Q_{B3}} = \frac{F x_B}{Q_{B3}} \frac{d \left(\frac{\Delta x}{x_B} \right)}{dt}; \quad (2.14)$$

$$\frac{\Delta Q_4}{Q_{B4}} = \frac{\mu l (2y_0 - y_0) p_{B2} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}}{2Q_{B4} \sqrt{p_{02}}} \frac{\Delta p_2}{p_{B2}} - \frac{\mu l y_B \sqrt{p_{02}}}{Q_{B4}} \frac{\Delta y}{y_B}; \quad (2.15)$$

$$\frac{\Delta Q_2}{Q_{B2}} = \frac{\eta V p_{B2}}{Q_{B2}} \frac{d \left(\frac{\Delta p_2}{p_{B2}} \right)}{dt}; \quad (2.16)$$

где: индексы «О» соответствуют значениям в равновесной точке, а индексы «Б» — базовым значениям (при переходе к относительным координатам).

Принимая за базовые величины

для расходов

$$Q_{B1} = \mu l \delta_0 \sqrt{\frac{g}{\gamma} p_{11}}; \quad (2.17)$$

для давлений

$$p_{B1} = \frac{p_{11}}{2}; \quad (2.18)$$

для перемещений

$$x_B = y_B = \delta_0; \quad (2.19)$$

для усилий

$$R_B = R; \quad (2.20)$$

и учитывая, что

$$p_{01} = p_{02} = \frac{p_0}{2}; \quad (2.21)$$

$$x_0 = y_0 = \delta_0, \quad (2.22)$$

получим систему уравнений с безразмерными коэффициентами, выраженными через конструктивные и наладочные параметры системы в следующем виде:

$$x_1 = x_2 + x_3 + x_4; \quad (2.23)$$

$$e_1 p^2 x = x_5 - x_6 + e_f f(t); \quad (2.24)$$

$$x_5 + x_6 = 0; \quad (2.25)$$

$$x_1 = y - 0,5x_5; \quad (2.26)$$

$$x_3 = e_2 p x; \quad (2.27)$$

$$x_4 = 0,5x_5 - x; \quad (2.28)$$

$$x_2 = e_3 p^2 x_5, \quad (2.29)$$

где

$$y = \frac{\Delta y}{y_0}, \quad x_3 = \frac{\Delta Q_3}{Q_{B3}};$$

$$x = \frac{\Delta x}{x_B}, \quad x_4 = \frac{\Delta Q_4}{Q_{B4}};$$

$$x_1 = \frac{\Delta Q_1}{Q_{B1}}; \quad x_5 = \frac{\Delta p_2}{p_{B2}};$$

$$x_2 = \frac{\Delta Q_2}{Q_{B2}}; \quad x_6 = \frac{\Delta p_1}{p_{B1}};$$

$$f(t) = \frac{\Delta R}{R}, \quad p = \frac{d}{dt};$$

$$e_1 = \frac{2M\delta_0}{F p_n}, \quad e_3 = \frac{\gamma V}{2\mu l \delta_0} \sqrt{\frac{\gamma p_n}{g}};$$

$$e_2 = \frac{F}{\mu l} \sqrt{\frac{\gamma}{g p_n}}, \quad e_f = \frac{2R}{F p_n}.$$

Решая систему уравнений (2.23) — (2.29) относительно выходной x и входной y величин, получим уравнение звена гидроусилителя в следующем виде:

$$(T_1 p^2 + T_2 p + 1) p x = K_r y + (T_f p + 1) K_f f(t), \quad (2.30)$$

где

$$T_1 = \frac{e_1 e_3}{2e_2} = \frac{\gamma_1 M V}{2F^2}; \quad (2.31)$$

$$T_2 = \frac{e_1}{2e_2} = \frac{\delta_0 \mu l M}{F^2} \sqrt{\frac{g}{\gamma p_n}}; \quad (2.32)$$

$$K_r = \frac{2}{e_2} = \frac{2\mu l}{F} \sqrt{\frac{g\rho_n}{\gamma}}; \quad (2.33)$$

$$K_f = \frac{e_f}{2e_2} = \frac{\mu R l}{F^2} \sqrt{\frac{g}{2\rho_n}}; \quad (2.34)$$

$$T_f = e_3 = \frac{\gamma V}{2l\mu\delta_n} \sqrt{\frac{2\rho_n}{g}}; \quad (2.35)$$

По соображениям, указанным ниже, приведем уравнение (2.30) к виду:

$$(\tau_1^2 p^2 + 2\tau_1 \xi_1 p + 1) p x = k_1 y + (T_1 p + 1) k_f f(t), \quad (2.36)$$

где

$$\xi_1 = \sqrt{T_1} = \frac{\sqrt{\gamma M V}}{l^2 F}; \quad (2.37)$$

$$\tau_1 = \frac{T_2}{2l^2 T_1} = \frac{\mu \delta_0 l}{F} \sqrt{\frac{gM}{2(\rho_n \gamma V)}}. \quad (2.38)$$

Из уравнения (2.30) передаточные функции, соответствующие управляющему воздействию — y и возмущению — $f(t)$, определяются в следующем виде:

$$K_1(p) = \frac{K_r}{(T_1 p^2 - T_2 p - 1) p}; \quad (2.39)$$

$$K_2(p) = \frac{K_f (T_f p + 1)}{(T_1 p^2 - T_2 p - 1) p}. \quad (2.40)$$

2. Уравнение корректирующего звена

Аналогично изложенному, в соответствии с фиг. 4 для корректирующего звена можно записать следующие уравнения:

$$G_1 = G_2 + G_3 + G_4; \quad (2.42)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = f p - f_1 p x; \quad (2.43)$$

$$G_1 = \mu l_1 z \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} (p_{кл} - p); \quad (2.44)$$

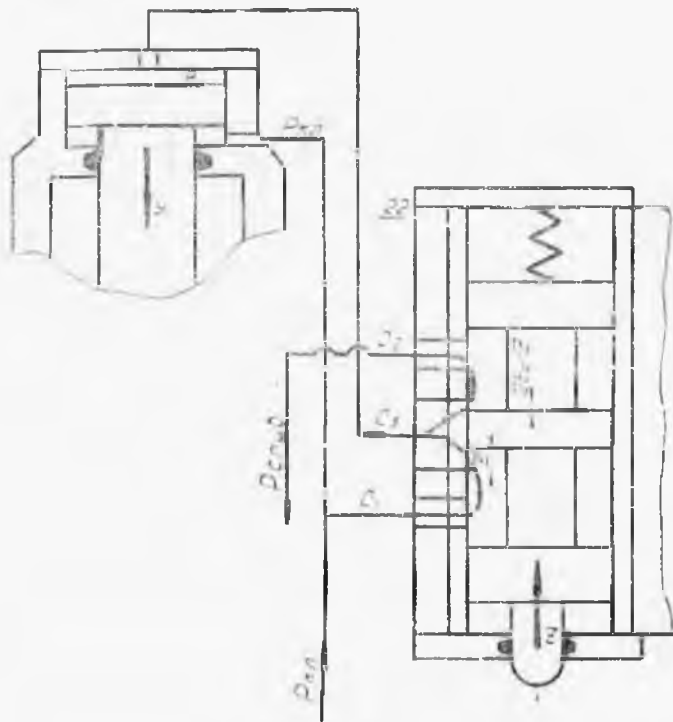
$$G_2 = \mu l_1 (2z_0 - z) \sqrt{P}; \quad (2.45)$$

$$G_3 = f \frac{dy}{dt}; \quad (2.46)$$

$$G_4 = \gamma V_1 \frac{dp}{dt}, \quad (2.47)$$

где G_1 , G_2 , G_3 — расход масла через соответствующие щели;
 G_4 — расход, связанный с объемным сжатием масла и податливостью трубопроводов;
 m — масса вспомогательного поршня B и управляющего золотника I ;

- f и f_1 — площади поршня δ при $\frac{l_1}{l} = 0,5$;
 p и $p_{пл}$ — давления масла в большей и меньшей полостях
 вспомогательного цилиндра;
 ε_0 — величина отрицательного перекрытия золотника в
 нулевом положении;
 V_1 — объем полости вспомогательного цилиндра.



Фиг. 1.

Остальные обозначения аналогичны рассмотренным ранее.

Произведя, как и в предыдущем случае, линеаризацию уравнений (2.44) и (2.45), принимая за базовые значения

для расходов
$$G_{БГ} = \nu l_1 z_0 \sqrt{\frac{p}{\gamma} p_{кв}}; \quad (2.48)$$

для перемещений

$$z_{Б} = \delta_0; \quad (2.49)$$

для давлений

$$p_{Б} = \frac{p_{кв}}{2}; \quad (2.50)$$

и учитывая, что

$$\rho_0 = \frac{\rho_{кл.}}{2}, \quad (2.51)$$

$$z_0 = \varepsilon_0; \quad (2.52)$$

получим систему уравнений в отклонениях с безразмерными коэффициентами в следующем виде:

$$y_1 = y_2 + y_3 + y_4; \quad (2.53)$$

$$e_4 \rho^2 y = y_5; \quad (2.54)$$

$$y_1 = e_6 z - 0,5 y_6; \quad (2.55)$$

$$y_2 = e_5 \rho y; \quad (2.56)$$

$$y_3 = 0,5 y_6 - e_6 z; \quad (2.57)$$

$$y_4 = e_7 \rho y_6; \quad (2.58)$$

где

$$y = \frac{\Delta y}{y_B};$$

$$y_1 = \frac{\Delta G_1}{G_{Б1}}; \quad y_3 = \frac{\Delta G_3}{G_{Б3}};$$

$$y_2 = \frac{\Delta G_2}{G_{Б2}}; \quad y_4 = \frac{\Delta G_4}{G_{Б4}};$$

$$y_5 = \frac{\Delta p}{p_B}; \quad z = \frac{\Delta z}{z_B};$$

$$e_4 = \frac{2m\delta_0}{I\rho_{кл.}}; \quad e_6 = \frac{\delta_0}{\varepsilon_0};$$

$$e_5 = \frac{\delta_0 f}{\mu l_1 \varepsilon_0} \sqrt{\frac{\gamma}{g\rho_{кл.}}}; \quad e_7 = \frac{\eta V_1}{2\mu l_1 \varepsilon_0} \sqrt{\frac{\gamma}{g} \rho_{кл.}}$$

Решая систему уравнений (2.53) ÷ (2.58) относительно входной z и выходной y , получим уравнение корректирующего звена в следующем виде:

$$(T_3 \rho^2 + T_4 \rho + 1) \rho y = K_B z, \quad (2.59)$$

где

$$T_3 = \frac{e_4 e_7}{e_5} = \frac{m \eta V_1}{f^2}; \quad (2.60)$$

$$T_4 = \frac{e_4}{e_5} = \frac{2\varepsilon_0 \eta m l_1}{f^2} \sqrt{\frac{g}{\gamma \rho_{кл.}}}; \quad (2.61)$$

$$K_B = \frac{2e_1}{e_2} = \frac{2\mu l_1}{f} \sqrt{\frac{g}{\gamma} \rho_{кл.}}. \quad (2.62)$$

Уравнение (2.59) представим в следующем виде:

$$(\tau_2^2 \rho^2 + 2\xi_2 \tau_2 \rho + 1) \rho y = K_B z, \quad (2.63)$$

где

$$\tau_2 = \frac{\sqrt{\eta m V_1}}{f}; \quad (2.64)$$

$$\xi_2 = \frac{\mu \varepsilon_0 l_1}{f} \sqrt{\frac{gm}{\gamma \eta V_1 \rho_{кл}}} \quad (2.65)$$

В соответствии с уравнением (2.59) получим передаточную функцию в следующем виде:

$$K_3(p) = \frac{K_B}{(T_3 p^2 + T_4 p + 1)p} \quad (2.66)$$

Для всех перемещений в системе выбрана одна базовая величина — δ_0 , поэтому выражения передаточных функций усилительных звеньев, показанные на фиг. 2, не изменяют своих значений при переходе к относительным координатам.

III. СТРУКТУРНАЯ СХЕМА И УРАВНЕНИЯ ГИДРОКОПИРОВАЛЬНОЙ СЛЕДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ

В соответствии с функциональной схемой (фиг. 2) путем подстановки значений передаточных функций (2.39), (2.40) и (2.66) с использованием методов структурного анализа [2] получена структурная схема следящей системы, показанная на фиг. 5а. В этой схеме приняты следующие обозначения:

$$W_1(p) = \frac{K_r}{p}; \quad (3.1)$$

$$W_2(p) = \frac{1}{\tau_1^2 p^2 + 2\tau_1 \tau_1' p + 1}; \quad (3.2)$$

$$W_3(p) = \frac{K_f (T_f p + 1)}{K_r}; \quad (3.3)$$

$$W_4(p) = \frac{K_r}{K_f (T_f p + 1)}; \quad (3.4)$$

$$W_5(p) = \frac{K_B}{p}; \quad (3.5)$$

$$W_6(p) = \frac{1}{\tau_2^2 p^2 + 2\tau_2 \tau_2' p + 1}. \quad (3.6)$$

Как видно из фиг. 5а, структурная схема следящей системы является многоконтурной с перекрещивающимися связями. Освобождаясь от последних и производя структурные преобразования, приводим структурную схему к виду, показанному на фиг. 5б.

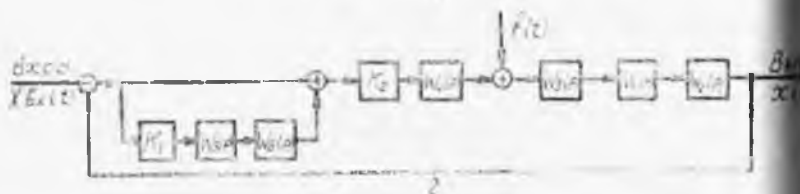
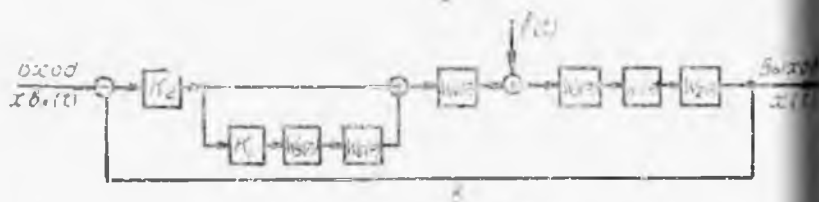
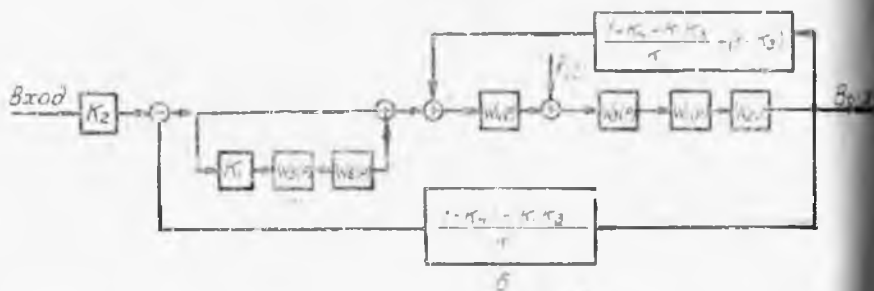
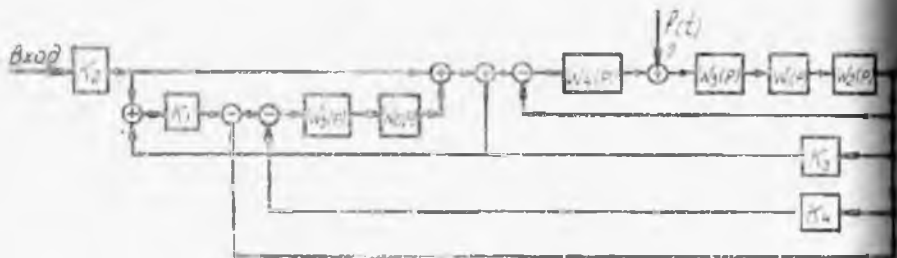
Затем, используя преобразования, в соответствии с фиг. 1, имеем

$$1 - K_3 = 1 - \frac{AB}{AO_2} = \frac{BO_2}{AO_2} = K_2. \quad (3.7)$$

$$K_4 = \frac{CB}{BO_2} = \frac{CO_2}{BO_2} - 1 = K_1 - 1 \quad (3.8)$$

учитывая, что

$$\frac{1 - K_4 - K_1 K_3}{K_1} - (1 - K_3) = 0; \quad (3.9)$$



Фиг. 5.

$$\frac{1 + K_4 - K_1 K_3}{K_1} = K_2; \quad (3.10)$$

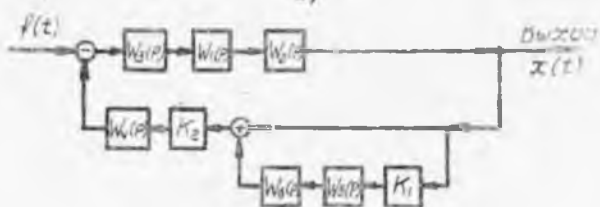
получим структурную схему (фиг. 5 в).

Переноса K_2 в цепь звена гидроусилителя, получим структурную схему следящей системы в окончательном виде, показанную на фиг. 5 г.

На основании последней на фиг. 5 д представлена структурная схема системы по управляющему воздействию при постоянном усилении резания $f(t) = \text{const}$.



а)



б)

Фиг. 6.

На фиг. 6б показана структурная схема по внешнему возмущению (от сил резания и т. д.) при постоянном управляющем воздействии.

В соответствии со структурной схемой (фиг. 6 а) передаточные функции разомкнутой и замкнутой системы по управляющему воздействию выразятся в следующем виде:

$$W_{\text{раз}}^{x_{\text{вых}}(t)}(p) = \frac{(b_0 p^3 + b_1 p^2 + b_2 p + 1) K}{(C_0 p^4 + C_1 p^3 + C_2 p^2 + C_3 p + 1) p^2}. \quad (3.11)$$

$$W_{\text{зам}}^{x_{\text{вых}}(t)}(p) = \frac{b_0 p^3 + b_1 p^2 + b_2 p + 1}{a_0 p^6 + a_1 p^5 + a_2 p^4 + a_3 p^3 + a_4 p^2 + a_5 p + 1}, \quad (3.12)$$

где

$$b_0 = \frac{T_3}{K_1 K_B}; \quad (3.13)$$

$$b_1 = \frac{T_4}{K_1 K_B}; \quad (3.14)$$

$$b_2 = \frac{1}{K_1 K_B}; \quad (3.15)$$

$$K = K_1 K_2 K_B K_C; \quad (3.16)$$

$$C_0 = T_2 T_3; \quad (3.17)$$

$$C_1 = T_2 T_3 + T_1 T_4; \quad (3.18)$$

$$C_2 = T_1 + T_3 + T_2 T_4; \quad (3.19)$$

$$C_3 = T_2 + T_4; \quad (3.20)$$

$$a_0 = \frac{T_3}{K}; \quad (3.21)$$

$$a_1 = \frac{C_1}{T_1}; \quad (3.22)$$

$$a_2 = \frac{C_2}{R}; \quad (3.26)$$

$$a_3 = \frac{C_3}{K} + b_0; \quad (3.27)$$

$$a_4 = \frac{1}{K} + b_1; \quad (3.28)$$

$$a_5 = b_2. \quad (3.29)$$

Передаточные функции разомкнутой и замкнутой системы по внешнему возмущению в соответствии с фиг. 6б выразятся в следующем виде:

$$W_{\text{раз}}^{(t)}(p) = \frac{K_f(T_f p + 1)}{p(T_1 p^2 + T_2 p + 1)}; \quad (3.27)$$

$$W_{\text{зам}}^{(t)}(p) = \frac{K_{f3}(n_0 p^4 + n_1 p^3 + n_2 p^2 + n_3 p + 1) p}{m_0 p^7 + m_1 p^6 + m_2 p^5 + m_3 p^4 + m_4 p^3 + m_5 p^2 + m_6 p + 1}; \quad (3.28)$$

где

$$K_{f3} = \frac{K_f}{K_1 K_2 K_B K_r}; \quad (3.29)$$

$$n_0 = T_3 T_f^2; \quad (3.30)$$

$$n_1 = 2T_f T_3 + T_f^2 T_4; \quad (3.31)$$

$$n_2 = T_3 + 2T_4 T_f + T_f^2; \quad (3.32)$$

$$n_3 = T_4 + 2T_f; \quad (3.33)$$

$$m_0 = \frac{T_1 T_3 T_f}{K}; \quad (3.34)$$

$$m_1 = \frac{T_1(T_3 + T_4 T_f) + T_2 T_3 T_f}{K}; \quad (3.35)$$

$$m_2 = \frac{T_1(T_4 + T_f) + T_2(T_3 + T_4 T_f) + T_3 T_f}{K}; \quad (3.36)$$

$$m_3 = \frac{T_1 + T_2(T_4 + T_f) + T_3 + T_4 T_f}{K} + \frac{T_3 T_f}{K_1 K_B}; \quad (3.37)$$

$$m_4 = \frac{T_2 + T_3 + T_f}{K} + \frac{T_4 T_f + T_3}{K_1 K_B}; \quad (3.38)$$

$$m_5 = \frac{1}{K} + \frac{T_f + T_4}{K_1 K_B}; \quad (3.39)$$

$$m_6 = T_f + \frac{1}{K_1 K_B}. \quad (3.40)$$

Из выражений (3.11), (3.27) видно, что рассматриваемая система имеет астатизм второго порядка по управляющему воздействию и астатизм первого порядка по внешнему возмущению (от

сил резания, колебаний давления* на входе звена гидроусилителя и т. д.), для которой скоростные и статические (позиционные) ошибки по управляющему воздействию равны нулю [3], и статические ошибки по возмущениям (например, связанные с изменением сил резания за счет различных величин припусков) также равны нулю.

В соответствии с выводами [2] можно предполагать, что возмущения на входе корректирующего звена за счет колебаний давления, температурных изменений коэффициентов расхода и нелинейностей, связанных с трением поршня 5 и золотника 1, будут давать статические ошибки.

В рассмотренной конструкции уменьшает последние дроссель 23, снижающий колебания давления, а также предусмотрен для особо точных систем термостат 15, обеспечивающий постоянство температурного режима масла в корректирующем звене.

В этом направлении можно и дальше улучшать систему за счет уменьшения трения в золотнике и поршне в соответствии с рекомендациями [4], а также путем установки на входе корректирующего звена дополнительного фильтра или стабилизатора давления, применяемого в самолетных системах и состоящего из набора шайб с калиброванными отверстиями.

IV. АНАЛИЗ КАЧЕСТВА СЛЕДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ

Анализ качества следящей системы был сделан на примере универсального токарного гидросуппорта СКБА-1, разработанного в Куйбышевском авиационном институте для следующих характеристик:

1. Наибольшее усилие, действующее на штоке (за счет сил резания и т. д.) $R = 800$ кг.

2. Масса подвижных частей суппорта $M = 0,06 \frac{\text{кг сек}^2}{\text{см}}$.

3. Наибольшая скорость копирования $\left(\frac{dx}{dt}\right)_{\text{max}} \approx 5 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$.

Конструктивные и наладочные параметры следящей системы исходного варианта приведены в таблице 1.

В последней указаны четыре примера характеристик системы в ряде рассмотренных вариантов расчета**.

Анализ качества системы производился по перерегулированию и запасу устойчивости с помощью логарифмических частотных характеристик с последующим построением переходного процесса (при единичном ступенчатом возмущении) [3].

Для этого в соответствии со структурной схемой (фиг. 6а)

* В выражении передаточной функции (3—27) учтены только возмущения, связанные с изменением сил резания.

** Расчеты по определению качественных характеристик системы выполнены Н. В. Ишмуратовой.

передаточная функция корректирующего звена с учетом усилительных звеньев представлена в следующем виде:

$$W_k(p) = K_1 \cdot W_3(p) \cdot W_6(p), \quad (4.1)$$

и звена гидроусилителя

$$W_r(p) = K_2 \cdot W_1(p) \cdot W_6(p). \quad (4.2)$$

Логарифмические амплитудные и фазовые частотные харак

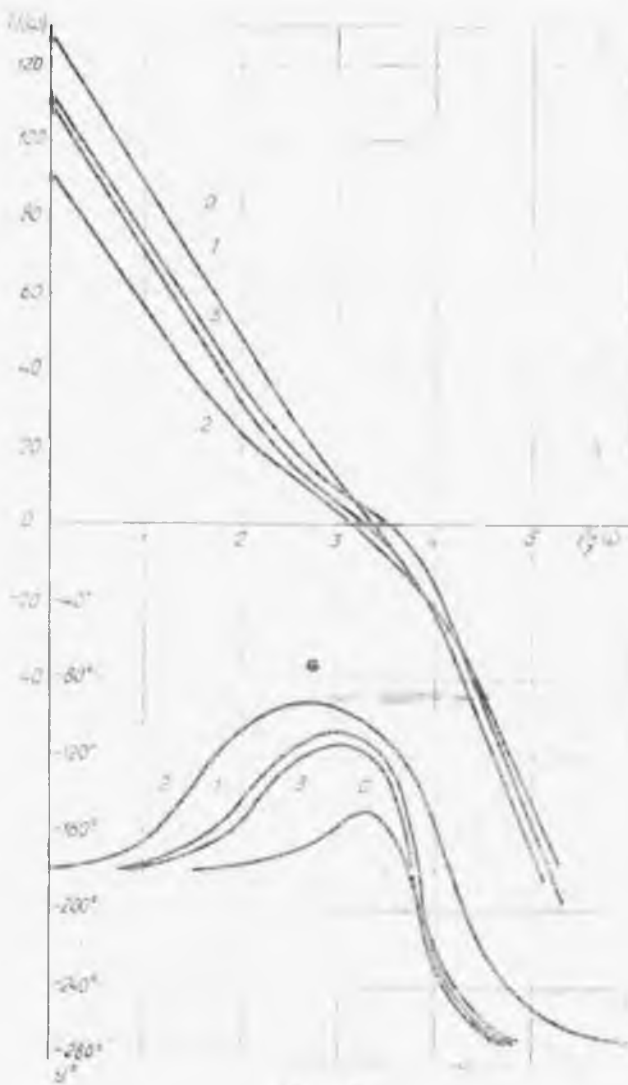
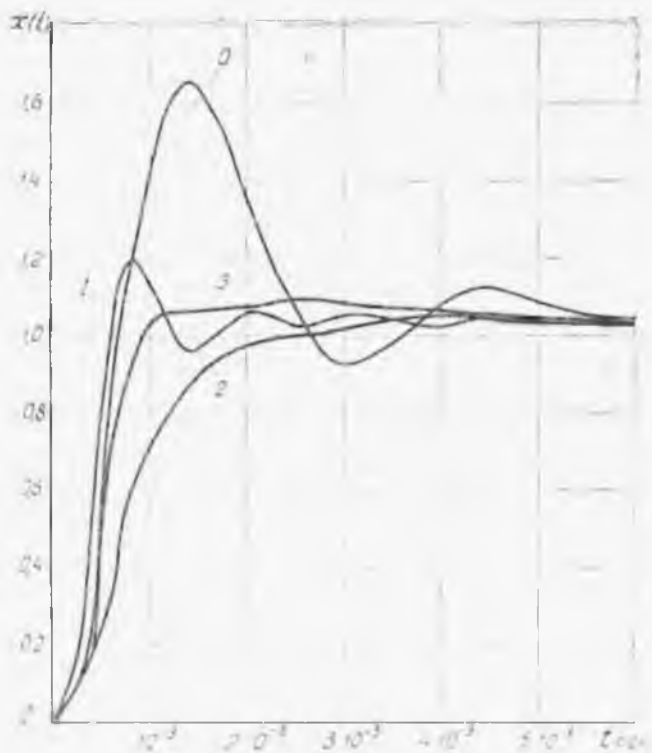


рис. 7.

перистикки и переходный процесс для четырех вариантов, приведенных в табл. 1, показаны на фиг. 7 и 8.

Из приведенных данных и других рассмотренных вариантов видно, что система обладает достаточным запасом устойчивости по амплитуде и фазе. При принятых конструктивных параметрах сущности (вариант 3) величина перерегулирования не превышает 9%.

Следящая система является быстродействующей — время регулирования в большинстве присматриваемых вариантов составляет тысячные доли секунды.



Фиг. 8.

Коэффициент усиления разомкнутой системы по своему численному значению намного превышает электрические следящие системы с астатизмом второго порядка.

У. МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ СЛЕДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ

На основании приведенного анализа качественных характеристик системы рекомендуется следующая методика ее расчета:

1. Выбор исходных параметров.

Таблица 1

№ вар.	Конструктивные и надстроечные параметры средней цепи системы										Частоты резонансных колебаний		Коэф. усилен. разомк. систем K	Запас по ампл. n дБ	Запас по фазе γ°	Время регуля- тор t_p [сек]	Время пер- вого соглас- ия t_r [сек]	Велич. перерез. в%
	K_1	K_2	R_{ex}	R_0	L	L_1	L_2	F	ω_1	ω_2								
Усп.	2	1	10	50	5	2,1	12,6	31	6,41·10 ⁻³	5,62·10 ⁻⁴	2,56·10 ⁻⁶	-10	31	5,4·10 ⁻³	0,7·10 ⁻³	0,6		
1	0,25	2	5	60	5	2,1	12,6	31	6,41·10 ⁻³	5,62·10 ⁻⁴	3,91·10 ⁻⁵	-7	51	2,2·10 ⁻³	0,58·10 ⁻³	20		
2	2,5	0,2	2,5	19,2	10,6	0,85	12,6	70	5,5·10 ⁻⁴	1,48·10 ⁻⁴	6,03·10 ⁻⁴	-27	80	4·10 ⁻³	2,6·10 ⁻³	5		
3	0,3	1	2	60	5	2,1	9,6	31	6,41·10 ⁻³	7,16·10 ⁻⁴	3,49·10 ⁻⁵	-12	62	0,91·10 ⁻³	5·10 ⁻³	9		

При выборе исходных параметров положены следующие соображения:

1) давление масла на входе звена гидроусилителя следует выбирать наибольшим. Исходя из характеристик применяемых лопастных насосов, можно рекомендовать $p_{и} = 50-65 \text{ кг/см}^2$.

При применении насосов другого вида (с введением стабилизации давления) $p_{и}$ желательнее увеличивать до значительных пределов, ограничением которых может быть качество уплотнений и прочность трубопроводов;

2) величины отрицательного перекрытия щелей золотников рекомендуется выбирать, исходя из условий «нарушающегося ламинарного» потока масла в этих щелях.

Область высоких давлений, обеспечивающих такие условия, по имеющимся у нас данным, не изучена. Для низких давлений, по данным ЭНИМС [5], такое течение жидкости обеспечивается при величинах отрицательного перекрытия золотников $\delta_{\max} = 0,15 \text{ мм}$;

3) учитывая наличие гидравлических потерь, следует обеспечить запас тягового усилия на штоке силового поршня по сравнению с суммой сил резания и сил трения.

Для ранее применявшихся систем обычно принималось $K_R = \frac{p_{и} F}{R} = 1,8-2$, [6], [7].

Учитывая применение в данной системе высоких давлений, можно рекомендовать $K_R = 1,8-2,5$,

4) рекомендуется обеспечить открытые щели при предельных значениях скоростей и усилий с целью сохранения постоянства законов истечения жидкостей, принятых при расчетах.

2. В соответствии с изложенным в качестве исходных параметров принимается:

1) давление масла на входе звена гидроусилителя — $p_{и}$;

2) площадь поршня силового цилиндра, определяемая по формуле

$$F = \frac{K_R \cdot R}{p_{и}}; \quad (5.1)$$

3) величина отрицательного перекрытия — δ_0 и длина рабочих щелей управляющего золотника — l .

В соответствии с указанными соображениями, полагая значение y в формуле (2.8) —

$$y = \delta_{\max} \lambda \delta_0, \quad (5.2)$$

где $\lambda = 1,6-1,8$, получим значение δ_0 .

Далее, в соответствии с (2.8) определяется длина щелей управляющего золотника по формуле:

$$l = \frac{F \left(\frac{dx}{dt} \right)_{\max}}{y \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \left[\lambda \delta_0 \sqrt{p_{и} - \frac{R}{F}} - \delta_0 (2 - \lambda) \sqrt{p_{и} + \frac{R}{F}} \right]}}; \quad (5.3)$$

4) в соответствии с последней определяется диаметр управляющего золотника l и площадь вспомогательного поршня f — (фиг. 1).

Если принять длину перемычек окон гильзы 2

$$l_n = (0,3 \div 0,4)l \approx 0,35l,$$

диаметр золотника определяется:

$$d_n = \frac{l(1+0,35)}{\pi} \quad (5.4)$$

Округляя полученные значения до нормализованного $d_{э.н.}$ уточняется размер перемычек C [1] по формуле:

$$C = d_{э.н.} \sin \left[90 \left(1 - \frac{l}{\pi d_{э.н.}} \right) \right]^0, \quad (5.5)$$

Диаметр вспомогательного поршня f с обеспечением отношения площадей $\frac{f}{f} = 0,5$

$$d_n = \sqrt{2} (d_{э.н.} \pm \Delta d), \quad (5.6)$$

где Δd — разница диаметров, связанная с наличием переходной шейки (штока вспомогательного золотника).

С учетом выбранного значения d_n определяется площадь вспомогательного поршня f .

Определение конструктивных и наладочных параметров, исходя из качественных характеристик системы

Рассматриваемый предварительный вариант методики определения остальных параметров системы разработан на основе выполненных расчетов с применением проверенных практикой методов логарифмических частотных характеристик, а также опытов по проверке влияния наладочных параметров на работоспособность системы.

Анализ полученных частотных характеристик показывает, что частоты собственных колебаний звена гидроусилителя и корректирующего звена должны отличаться примерно на декаду.

В соответствии с (2.37) и (2.64) принимаем отношение частот этих звеньев:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{l}{F} \sqrt{\frac{WV}{2mV_1}} \approx 10. \quad (5.7)$$

Такое соотношение частот подбираем за счет весовых характеристик управляющего золотника l и поршня f и объема полости вспомогательного цилиндра V , что и представляет конструктивных затруднений. Если в отдельных случаях это не удастся, то корректируется значение площади вспомогательного поршня f за счет изменения Δd (формула 5.6), а также, при необходимости, — значение F путем изменения коэффициента запаса по тяговому усилию — K_R (5.1). При выборе объема полости вспомогательного

цилиндра 4 следует учитывать, что длина хода поршня 5 и золотника 1 не должна превышать ширины скоп гильзы 2. Если это условие не выдерживается, следует предусмотреть ограничитель хода в виде винтов, ввернутых в крышки, в противном случае система будет неработоспособной.

Далее, исходя из условий статики, ориентировочно подбираются параметры корректирующего звена по следующим соображениям:

1. Давление на входе корректирующего звена $P_{кл} = \frac{2r}{l}$, где r — наибольшая из возможных сумма сил трения поршня 5 и золотника 1 и гидродинамических сил, которые можно выбирать в соответствии с рекомендациями [4]. Нами принималось $r = 10$ кг.

2. При величине отрицательного перекрытия ϵ_0 длина рабочих щелей вспомогательного золотника 8, аналогично предыдущему, определится по формуле:

$$l_1 = \frac{l \left(\frac{dy}{dt} \right)_{\max}}{\mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \left[l_1 \epsilon_0 \right] \sqrt{0,5 p_{кл} - \frac{r}{l} - z_0 (2 - l_2)} \sqrt{0,5 p_{кл} + \frac{r}{l}}} } \quad (5.8)$$

Ориентировочно можно принять $p_{кл} = 0,1 p_0$ при условии

$$p_{кл} \geq \frac{2r}{l} \text{ и } \left(\frac{dy}{dt} \right)_{\max} = (0,2 \div 0,5) \left(\frac{dx}{dt} \right)_{\max}$$

На основании выбранных параметров звеньев системы по формулам (2.38) и (2.65) определяются значения ξ_1 и ξ_2 .

По последним значениям ω_1 и ω_2 (5.6), (5.7) строится логарифмическая фазовая характеристика разомкнутой системы.

Затем, назначая значения k_1 и k_2 , выбираются такие произведения $k_{1кв}$ и $k_{2кг}$, чтобы частота среза ω_c разомкнутой системы на логарифмической амплитудной характеристике соответствовала максимуму приближения фазовой характеристики к (-90°) .

По частотным характеристикам разомкнутой системы строятся вещественная частотная характеристика замкнутой системы и ее переходный процесс.

Если полученные показатели по перерегулированию не отвечают техническим условиям, производится корректировка наладочных и конструктивных параметров системы за счет изменения $p_{кл}$; l_1 ; f ; p_0 и k_R таким образом, чтобы логарифмическая фазовая характеристика разомкнутой системы максимально приближалась к -90° в зоне изменения амплитуд ± 20 децибелл.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. А. Дещенко. Гидравлические следящие приводы для металло-режущих станков. Машгиз, 1962 г.
2. А. С. Шаталов. Структурные методы в теории управления в электроавтоматике. Энергоиздат, 1962 г.
3. В. В. Солодовников. Основы автоматического регулирования. Машгиз, 1954 г.

4. Г. М. Башта. Гидравлические следящие приводы. Машгиз, 1960 г.
 5. Г. И. Каменецкий. Гидравлические следящие приводы. Сборник Автоматизация технологических процессов в машиностроении. Т. III. АН СССР, 1956 г.
 6. Е. М. Хаймович. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. Машгиз, 1959 г.
 7. Б. Л. Коробочкин. Выбор оптимальных параметров гидравлических систем копировальных станков. «Станки и инструмент», № 6, 1956 г.
-