

## РАСЧЕТ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ГИДРОСИСТЕМ СТАНКОВ НА ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ И БЫСТРОДЕЙСТВИЕ

Ю. Я. КОМИСАРЕНКО

(Представлена научным семинаром кафедры технологии машиностроения)

Величественные задачи, поставленные XXII съездом КПСС по созданию материально-технической базы коммунизма, требуют внедрения в народное хозяйство новых машин высокой производительности, максимальной автоматизации и механизации производственных процессов.

Применение гидрофицированных машин значительно упрощает автоматизацию производственных процессов, повышает качество машин, а также позволяет значительно уменьшить их вес и габариты.

Как указывается в Трудах третьего совещания по основным проблемам теории машин и механизмов, для успешного применения гидравлики в промышленности необходимо шире развернуть как исследование гидросистем, так и создание методов их расчета.

Актуальность исследований в области промышленного гидропривода обоснована в трудах как отечественных, так и зарубежных ученых.

В типовой системе гидропривода, как правило, применяются предохранительные клапаны, защищающие систему от перегрузки давлением или же поддерживающие давление в системе на заданном уровне.

Основным требованием, предъявляемым к качеству работы предохранительного клапана в гидросистеме, является стабильность поддерживаемого давления, минимальные колебания давления как при медленном, так и при достаточно быстром изменении скоростей движения рабочего органа, отсутствие значительных пиков давления при работе в режиме предохранительного клапана.

Исследования И. З. Зайченко [6] и Г. Т. Гроссшмидта [7; 8] показали, что параметры напорных золотников влияют на работоспособность гидросистем в целом.

В ЭНИКМАСе под руководством И. Б. Матвеева был проведен анализ работы предохранительного клапана с переливным золотником. При этом в указанных работах при выведении аналитических зависимостей делался ряд допущений: характер истечения жидкости через рабочие щели принимался линейным, не учитывался истинный характер сил трения, делалось допущение о постоянстве давления на входе в гидросистему, не учитывались реальные характеристики насосных станций и т. д.

Исследования, проведенные в лаборатории Гидроавтоматики Томского политехнического института, показали расхождение экспериментальных данных с данными, получаемыми при помощи формул, предлагаемых в выше упомянутых работах.

Разрабатываемая в ТПИ методика графоаналитического расчета позволяет достаточно просто учесть все существенные нелинейности и получить точные результаты [3].



В настоящей работе излагается методика графоаналитического расчета переходного процесса, возникающего в предохранительном клапане при изменении режима работы системы, а также изложен метод выбора конструктивных параметров клапана по заданным динамическим характеристикам переходного процесса в гидросистеме.

Рассмотрим предохранительный клапан с переливным золотником рис. 1 типа Г52-13. Переливной золотник массой  $m = 0,123 \times 10^{-3} \text{ кг сек}^2 \text{ см}^{-1}$ , диаметром грибка  $D = 3,5 \text{ см}$ , диаметром рабочей части золотника  $d_3 = 1,6 \text{ см}$ , площадью грибка  $F = 9,7 \text{ см}^2$ . Золотник отжимается вниз пружиной, имеющей предварительный натяг  $l_3 = 0,1 \text{ см}$

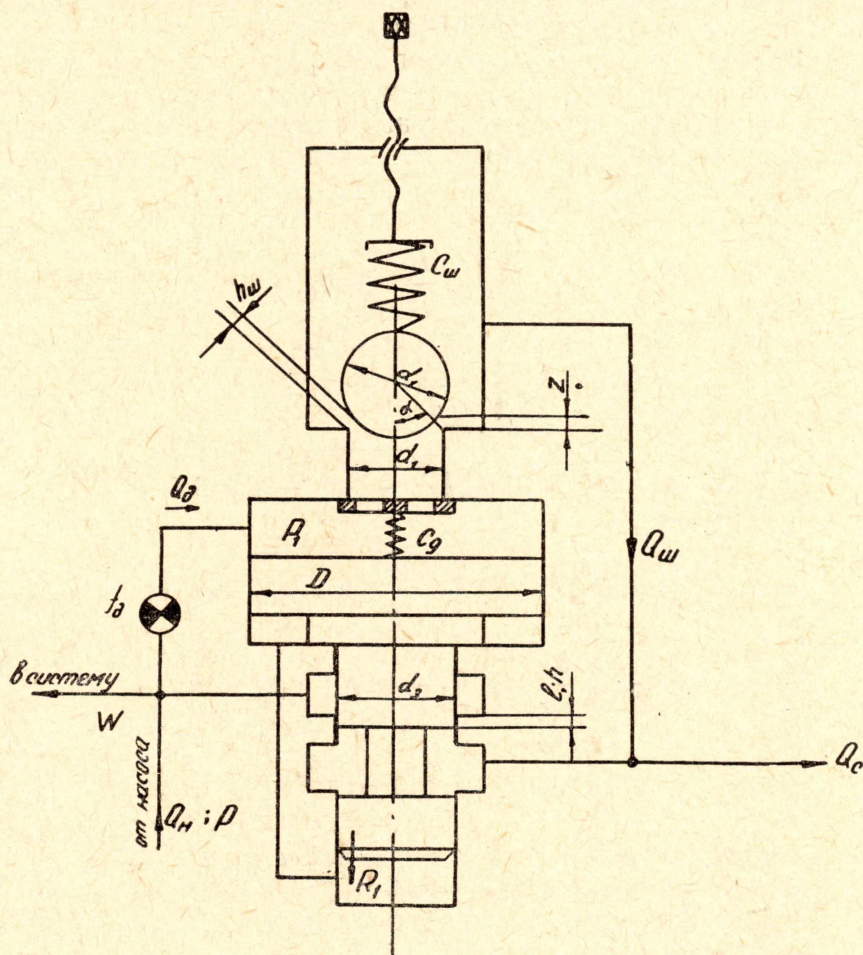


Рис. 1. Расчетная схема предохранительного клапана с переливным золотником

и жесткость  $c_3 = 18,4 \text{ кг/см}$ . Полость над грибком золотника соединена с линией нагнетания через дроссель с площадью проходного сечения  $f_d = 0,018 \text{ см}^2$ .

При крайнем нижнем положении золотника рабочая щель клапана имеет перекрытие  $l = 0,2 \text{ см}$ .

Вспомогательный клапан, перекрывающий выход масла на слив из верхней полости золотника, представляет собой шарик диаметром  $d_1 = 1,2 \text{ см}$ , прижимаемый пружиной с жесткостью  $c_{ш} = 158 \text{ кг/см}$  и предварительным натягом  $\lambda$  к седлу, имеющему диаметр  $d = 0,8 \text{ см}$ .

В опытной установке клапан предохранял систему объемом  $W = 10^3 \text{ см}^3$ , к которой подключался насос производительностью



$Q_n = 166 \text{ см}^3/\text{сек}$  при давлении  $p_n = 20 \text{ кг/см}^2$ ; расход, протекающий при этом через дроссель  $f_d$ , составлял  $Q_d = 16 \text{ см}^3/\text{сек}$ .

Если давление в системе по каким-либо причинам поднимется выше давления, на которое настроена пружина вспомогательного клапана, то последний поднимется на величину  $z$ , масло из верхней полости золотника будет перетекать под давлением  $p_1$ , через щель  $h_{ш}$  между шариковым клапаном и седлом, золотник будет подниматься вверх, пока не откроется щель, через которую часть расхода насоса будет сливаться в бак. Если давление упадет ниже давления настройки, то шариковый клапан закроется, масло через демпфер  $f_d$  будет заполнять верхнюю полость золотника, золотник под действием пружины  $c_3$  опустится вниз, перекрывая рабочую щель.

Анализ работы клапана можно произвести на основании следующих уравнений: неразрывности, истечения рабочей жидкости через дроссельное отверстие, вспомогательный клапан и переливной золотник, уравнения равновесия золотника и вспомогательного клапана

$$Q_n = Q_w + Q_d + Q_h + Q_3, \quad (1)$$

где

$$Q_w = \frac{dp}{dt} \cdot \frac{W}{E_m};$$

$$Q_d = \rho f_d \sqrt{\frac{2q}{\gamma} (p - p_1)}; \quad (2)$$

$$Q_h = \frac{dh}{dt} \cdot F; \quad Q_{ш} = \rho \pi d_{ш} \sqrt{\frac{2q}{\gamma} (p_1 - p_{сл})}; \quad (3)$$

$$Q_3 = \rho \pi d_3 (h - l) \sqrt{\frac{2q}{\gamma} (p - p_{сл})}; \quad (4)$$

$$p - p_1 = \frac{1}{F} \left[ m \frac{d^2 h}{dt^2} + R_1 + mg + c_3 (l + h) \right]; \quad (5)$$

$$(\lambda + z) c_{ш} = (p_1 - p_{сл}) \frac{\pi d^2}{4}, \quad (6)$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести  $g = 981 \text{ см/сек}^2$ ,  
 $\gamma$  — удельный вес масла  $\gamma = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3$ ,  
 $E_m$  — объемный модуль упругости масла,  $E_m = 1,3 \cdot 10^4 \text{ кг/см}^2$ ,  
 $p_{сл}$  — давление слива,  $\text{кг/см}^2$ ,  
 $\rho$  — коэффициент истечения.

Рассмотрим первую фазу переходного процесса в клапане (участок  $a-a$  на рис. 4). На этом участке вследствие повышения давления масла сверх давления настройки золотник начинает подниматься вверх. Очевидно, процесс роста давления закончится тогда, когда клапан поднимется на величину перекрытия  $l$  плюс  $h_0$ .

$$h_0 = \frac{Q_n - Q_d}{\rho \pi d_3 \sqrt{\frac{2q}{\gamma} p_n}}.$$

Таким образом, для того чтобы узнать максимальное повышение давления в системе, необходимо проанализировать процесс работы клапана в период подъема золотника на величину  $l + h_0$ . Так как величина



на  $h_0$  составляет не более  $4 \div 5\%$  от  $l$ , то можно считать, что во время этой фазы переходного процесса рабочая щель переливного золотника остается закрытой, т. е.  $Q_3 = 0$ .

Пренебрежем также массой подвижных элементов клапана на основании рекомендаций [6], а также на основании экспериментов, проведенных в лаборатории Гидроавтоматики.

Силы сопротивления движению золотника будем считать постоянными, давление слива  $p_{сл}$  примем равным 0.

Произведя необходимые преобразования и линеаризацию системы уравнений (1; 2; 3; 4; 5; 6) и учитывая, что  $Q_3 = 0$ , получим

$$\tau - \frac{h_t \cdot F}{TQ} = 1 - l^{-\tau}, \quad (7)$$

$$\frac{\Delta p \cdot k_{ш}}{Q} = 1 - l^{-\tau}, \quad (7a)$$

где  $h_t$  — текущая координата золотника, см.

$$T = \frac{W}{E_m \cdot k_{ш}}, \text{ сек}; \quad \tau = \frac{t}{T};$$

$$Q = Q_n - Q_d, \text{ см}^3/\text{сек};$$

$$\Delta p = p - p_n, \text{ кг/см}^2;$$

$$k_{ш} = \nu \frac{\pi^2 d^3}{4c_{ш}} \cos \alpha \sqrt{\frac{2q}{\gamma} \cdot p_n}, \quad \frac{\text{см}^5}{\text{кг} \cdot \text{сек}}.$$

Если в уравнении (7a) подставить  $h_t = l + h_0$ , то мы найдем максимальное повышение давления в системе.

Для того, чтобы определить величину  $k_{ш}$  по допустимому повышению давления  $\Delta p_{доп}$  в системе, обратимся к графическим построениям.

На рис. 2 в координатах  $\tau$  и  $\frac{\Delta p \cdot k_{ш}}{Q}$  изображена экспонента, влево по оси абсцисс нанесена шкала  $\Delta p$ .

Задаемся ориентировочно значением  $k_{ш}$ ; подсчитываем величину  $\frac{hFk_{ш}E_m}{W}$  и откладываем по оси абсцисс вправо отрезок

$$oa = \frac{hFk_{ш}E_m m_x}{W}; \text{ из точки } a \text{ проводим луч } a-a \text{ под углом } \beta = \text{arc tg } \frac{m_y}{m_x}$$

к оси абсцисс до пересечения с экспонентой 1.

Из точки  $b$  проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с лучом  $OS$ , проходящим под углом  $\alpha = \text{arc tg } \frac{Q m_p}{k_{ш} \cdot m_y}$  к оси ординат (точка  $d$ ).

Перпендикуляр, опущенный из точки  $d$  на ось абсцисс, отсечет отрезок  $ol$ , который в масштабе  $m_p$  будет выражать максимальное повышение давления в системе, т. е.

$$\Delta p = \frac{ol}{m_p}.$$



В самом деле, правая часть уравнения (7) представляет собой экспоненту, левая—прямою, отсекающую на оси абсцисс отрезок  $\frac{Fh}{TQ}$  с угловым коэффициентом  $k = 1$ .

Очевидно, точка пересечения  $b$  (рис. 2) этих двух линий определяет значение  $\tau$ , удовлетворяющее уравнению (7). В то же время ордината точки  $b$

$$y_b = (1 - l^{-\tau}) m_y,$$

а отрезок

$$cd = y_b \cdot \operatorname{tg} \alpha = (1 - l^{-\tau}) m_y \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

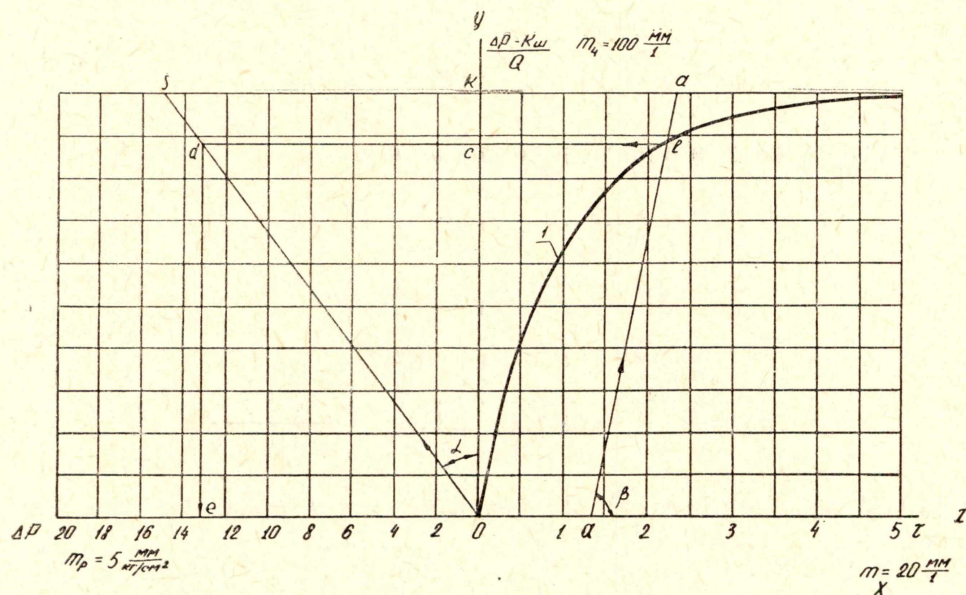


Рис. 2. Номограмма для определения повышения давления в системе.

Учитывая, что по условию построения

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Q m_p}{k_{ш} \cdot m_y} \quad (9)$$

и найдя из уравнения (7а)  $(1 - e^{-\tau})$

$$(1 - l^{-\tau}) = \frac{\Delta p \cdot k_{ш}}{Q}, \quad (10)$$

подставим (10) и (9) в (8):

$$cd = \frac{\Delta p \cdot k_{ш}}{Q} m_y \frac{Q m_p}{k_{ш} \cdot m_y} = \Delta p \cdot m_p,$$

что и требовалось доказать.

Таким образом, методом последовательных приближений может быть найден коэффициент  $k_{ш}$ , при котором повышение давления в системе, вызванное резким увеличением расхода через клапан, будет не выше допустимого.

$$\text{Из уравнения } k_{ш} = \rho \frac{\pi^2 d^3}{4 c_{ш}} \cos \alpha \sqrt{\frac{2q}{\gamma} \cdot p_n}.$$

Определение величин  $d$ ;  $c_{ш}$ ;  $\cos \alpha$  по найденному  $k_{ш}$  не представляет трудностей:



$d = (0,5 \div 0,8) d_3$ ,  $\alpha = 42 \div 47^\circ$  (из анализа существующих типов стандартной аппаратуры)  $d_1 = \frac{d}{\cos \alpha}$ ,

$$c_{ш} = \frac{\pi^2 d^3}{4k_{ш}} \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{\frac{2q}{\gamma} p_n}$$

На рис. 2 показан пример определения величины  $\Delta p$  для стандартной конструкции клапана типа Г 52-13.

Экспериментальная проверка полученных результатов проводилась на специальной установке, схема которой приведена на рис. 3 [4].

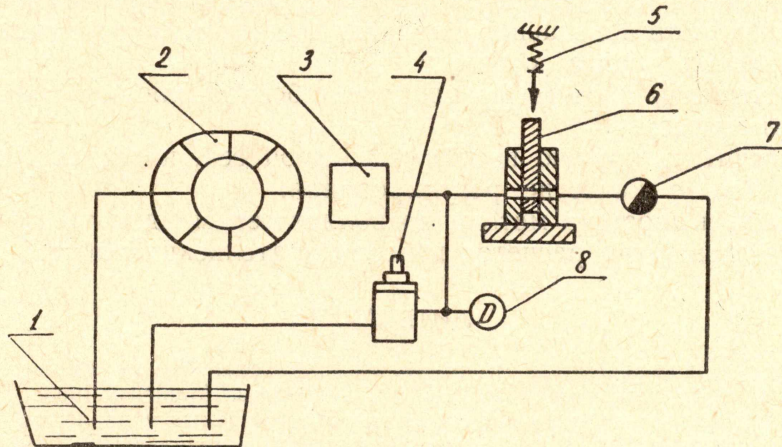


Рис. 3. Схема экспериментальной установки.

1 — масляный бак, 2 — лопастной насос ЛФ-1  $Q = 11,5$  л/мин, 3 — пластинчатый фильтр, 4 — предохранительный клапан Г52-13, 5 — ударный механизм, 6 — плоский золотник, 7 — дроссель для установки начального давления, 8 — тензометрический датчик давления с частотой собственных колебаний  $f = 10$  кгц

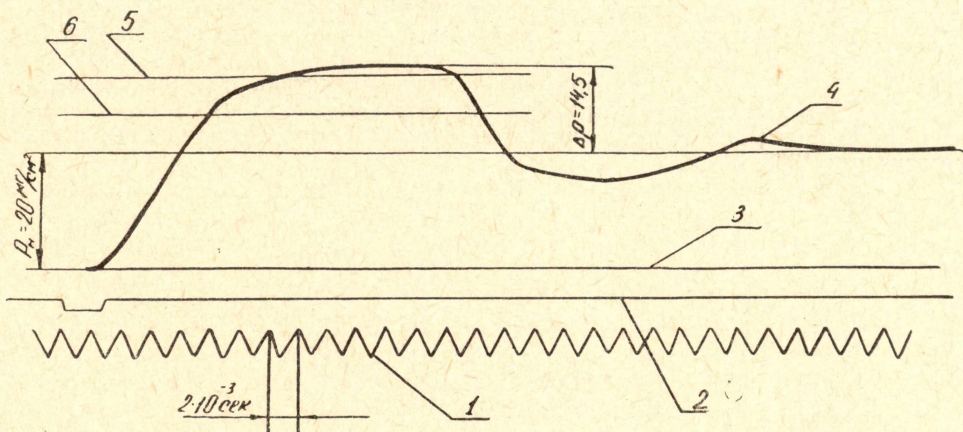


Рис. 4. Осциллограмма переходного процесса в системе, схема которой приведена на рис. 3.

1 — отметчик времени; 2 — указатель срабатывания плоского золотника; 3 — нулевая линия; 4 — кривая изменения давления в системе; 5 — максимальное давление в системе, определенное по графику (рис. 2); 6 — максимальное давление в системе, подсчитанное по формуле, данной ЭНИКМАШЕМ [5]

Мгновенное перекрытие трубопровода осуществлялось специальным ударным механизмом с плоским золотником. Начало и конец движения плоского золотника отмечены на осциллограмме (линия 2).



Исходная система уравнений (1; 2; 3; 4; 5; 6) может быть использована для построения всей кривой переходного процесса, что дает возможность судить с длительности и колебательности переходного процесса.

Для этого разработана методика расчета [3] с использованием построений, предложенных А. В. Башариным [11] для систем автоматического управления.

Преимущества этого метода состоят в простоте построения, точности решения и возможности учета таких нелинейностей, которые не могут учитываться при аналитических методах (силы трения, реакция струи жидкости на золотник и т. д.).

Таким образом, предложенный метод расчета позволяет:

а) определить повышение давления в системе, возникающее при изменении расхода через клапан;

б) рассчитать параметры клапана, обеспечивающие требуемый переходный процесс;

в) рассчитать кривую переходного процесса, на основании которой можно судить о качестве регулирования.

Точность и простота метода позволяет рекомендовать его для практических инженерных расчетов и исследовательских работ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Теория машин-автоматов и гидropневмопривода. Труды третьего совещания по основным проблемам теории машин и механизмов. Машгиз, 1963.
2. Гидравлические и пневматические силовые системы управления. Под редакцией Дж. Блэкборн и др. Издательство иностранной литературы, М., 1962.
3. И. А. Немировский. Исследование технологических возможностей систем гидроавтоматики металлорежущих станков. Тезисы докладов Первой научной сессии вузов Западной Сибири. Томск, 1963.
4. И. А. Немировский, Ю. Я. Комисаренко. Динамика насосных станций систем гидроавтоматики станков. Известия ТПИ, 1964.
5. ЭНИКМАШ. Отчет по теме К 58-8. Воронеж, 1962.
6. И. З. Зайченко. Автоколебания в гидропередачах металлорежущих станков. Машгиз, 1962.
7. Г. Т. Гроссшмидт. Исследование работы некоторых переливных клапанов станочных гидроприводов при установившемся режиме. Таллин, 1959.
8. Г. Т. Гроссшмидт. Расчет динамических характеристик типового станочного гидропривода с дроссельным регулированием скорости. Таллин, 1958.
9. Е. М. Хаймович. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. Машгиз, 1959.
10. В. В. Ермаков. Основы расчета гидропривода. Машгиз, 1951.
11. А. В. Башарин. Расчет динамики и синтез нелинейных систем управления. Госэнергоиздат, 1960.