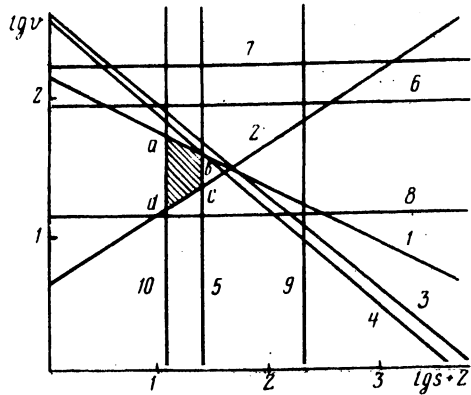


ния 20,7 м/мин, подаче 0,14 мм/об. Стойкость сверла при данных условиях составляет 200 мин. Точностные параметры находятся в пределах: $R_a = 9,2$ мкм; $\delta = 0,15$ мм; $\Delta = 0,16$ мм.

Рис. 1. Геометрическая интерпретация математической модели оптимального режима резания для шнековых сверл $d = 10$ мм: $abcd$ - многоугольник возможных решений; ограничения: 1 - по отклонению размеров диаметра, δ ; 2 - по отклонению оси отверстия, Δ ; 3 - по шероховатости поверхности, R_a ; 4 - по стойкости сверла, T ; 5 - по максимально допустимой подаче, S_{max} ; 6 - по максимально допустимой скорости резания, v ; 7 - 8 - по максимальной и минимальной скорости вращения шпинделя, n ; 9 - 10 - по максимальной и минимальной подачам станка.



Резюме. Использование метода линейного программирования, установленных ранее закономерностей процесса резания и изменения точностных параметров отверстий позволяет разработать математически обоснованные рекомендации по рациональному применению шнековых сверл при сверлении сталей.

УДК 621.9.06-82

В.П. Леневиц

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ГИДРОПРИВОДОВ С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

В металлорежущих станках широкое применение нашли гидроприводы с объемным регулированием, построенные на базе регулируемого насоса, гидроцилиндра и напорного золотника. Способность напорного золотника образовывать с гидроемкостями при определенных условиях неустойчивые контуры [2] и наличие такой возможности в рассматриваемых гидроприводах (рис. 1) обуславливают необходимость разработки математических моделей, позволяющих исследовать влияние напорного золотника на динамические характеристики гидроприводов.

При разработке математических моделей, общих для представленных на рис. 1 принципиальных схем гидроприводов, принимаем следующие допущения [2]: звенья систем представляем сосредоточенными параметрами; пренебрегаем волновыми процессами в предпосылке малой длины магистралей; рабочий

орган абсолютно жесткий; частота вращения насоса постоянна, а положение блока неизменно; влияние сил сухого трения в рабочем органе и напорном золотнике пренебрежимо мало; внутренние утечки в гидроцилиндре и насосе зависят линейно от перепада давлений в их полостях, а внешние утечки пренебрежимо малы; угол истечения струи и коэффициент расхода напорного золотника постоянны.

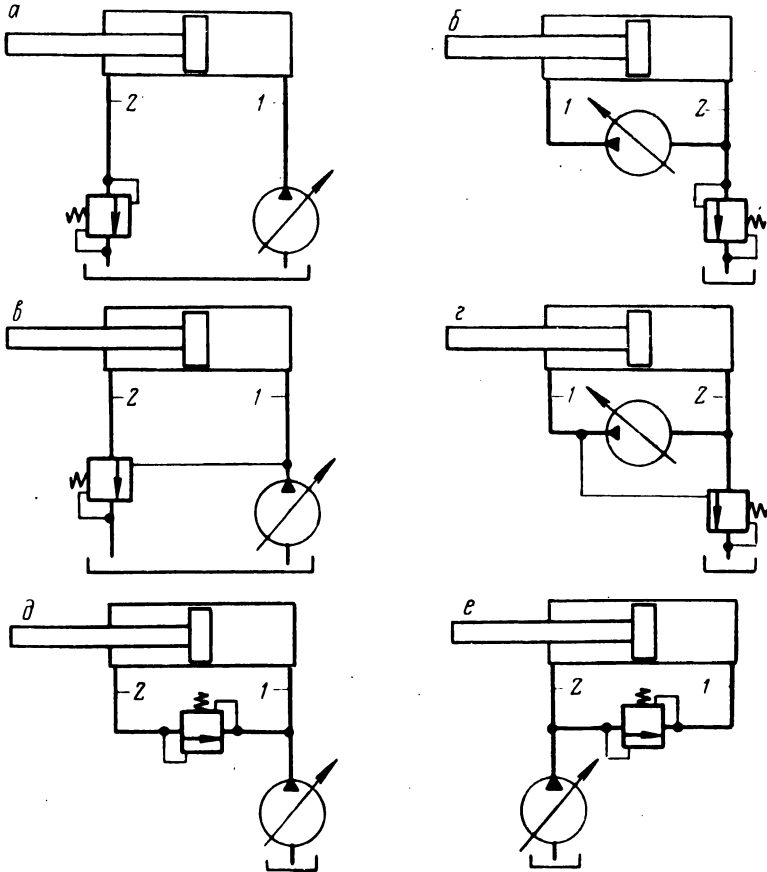


Рис. 1. Принципиальные схемы гидроприводов с объемным регулированием: 1 - напорная магистраль, 2 - сливная.

В качестве неизвестных величин принимаем приращение x_1 в напорной магистрали, приращение x_2 в сливной магистрали, приращение x_3 скорости рабочего органа, скорость x_4 золотника и приращение x_5 ширины щели напорного золотника. С учетом принятых допущений состояние всех пред-

ставленных на рис. 1 гидроцилиндров может быть описано (в предположении малых колебаний) одной системой линейных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= \frac{E_1}{v_1} (-k_{11}x_1 + k_{12}x_2 - F_1x_3 + \alpha_1 F_3x_4 + \alpha_3 Kx_4 + y_1(t)), \\ \frac{dx_2}{dt} &= \frac{E_2}{v_2} (k_{12}x_1 - k_{22}x_2 + F_2x_3 - \alpha_2 F_3x_4 - Kx_5 + y_2(t)), \\ \frac{dx_3}{dt} &= \frac{1}{m_1} (F_1x_1 - F_2x_2 - \beta_1x_3 + y_3(t)), \\ \frac{dx_4}{dt} &= \frac{1}{m_2} (-\alpha_1 F_{30}x_1 + \alpha_2 F_{30}x_2 - \beta_2x_4 - e_0x_5), \quad \frac{dx_5}{dt} = x_4, \end{aligned} \right\} (1)$$

где E_1, E_2 - приведенные модули упругости рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной магистралях [2]; v_1, v_2 - объемы рабочей жидкости в напорной и сливной магистралях; F_1, F_2 - площади рабочей и обратной полостей цилиндра; m_1, m_2 - приведенные массы рабочего органа и золотника [2]; F_3 - площадь торца золотника; K - коэффициент усиления напорного золотника [2]; k_{11}, k_{22} - коэффициенты утечек из напорной и сливной магистралей; k_{12} - коэффициент внутренних утечек из напорной в сливную магистраль; F_{30}, e_0 - приведенная площадь торца и приведенная жесткость пружины напорного золотника с учетом гидродинамической силы струи [2]; β_1 - коэффициент вязкого трения рабочего органа; β_2 - приведенный коэффициент вязкого трения демпферного канала напорного золотника [2]; $y_1(t), y_2(t), y_3(t)$ - внешние воздействия; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ - коэффициенты, принимаемые в зависимости от принципиальной схемы гидропривода следующие значения:

Коэффициенты	Рис. 1, а, б	Рис. 1, в, г	Рис. 1, д, е
α_1	0	-1	1
α_2	1	0	1
α_3	0	0	1

Для исследования вынужденных колебаний гидроприводов (рис. 1) используем передаточные функции, получаемые как частные решения системы (1) в пространстве изображений [1]. В частности, если принять в качестве входной величины внешнее воздействие $Y_3(t)$ на рабочей орган, а в качестве выходной величины колебание x_3 скорости рабочего органа, соответствующую передаточную функцию получим в виде

$$G_{33}(s) = \frac{b_4 s^4 + b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}, \quad (2)$$

где s - оператор Лапласа.

Для оценки устойчивости гидроприводов (рис. 1) используем характеристическое уравнение, получаемое приравниванием нулю знаменателя передаточной функции (2):

$$s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 = 0. \quad (3)$$

Согласно критерию Льенара - Шипара [1], гидроприводы (рис. 1), описываемые характеристическим уравнением (3), устойчивы, если выполняются условия: $a_4 > 0$, $a_3 > 0$, $a_2 > 0$, $a_1 > 0$, $a_0 > 0$, $a_4 a_3 - a_2 > 0$, $(a_4 a_3 - a_2)^3 (a_2 a_1 - a_3 a_0) - (a_4 a_1 - a_0)^2 > 0$.

Анализ показывает, что наряду с "падающей" ($\beta_1 < 0$) характеристикой силы трения в рабочем органе предпосылкой к неустойчивости гидроприводов (рис. 1) может быть также относительно большое значение коэффициента усиления K напорного золотника.

Разработанные математические модели позволяют исследовать различные динамические характеристики гидроприводов с объемным регулированием (рис. 1), а именно переходные процессы, частотные характеристики, устойчивость и др. Как пример, на рис. 2 приведены результаты моделирования переходных процессов на основе решения системы (1), а на рис. 3 - результаты расчета амплитудно-частотных характеристик на основе передаточной функции (2) гидропривода (рис. 1,б) протяжного станка 7Б75, причем кривые 2 получены при условии, что напорный золотник сильно демпфирован и работает, как дроссель.

Анализ приведенных на рис. 2 и 3 результатов показывает, что напорный золотник способствует не только улучшению качества переходного процесса, но и снижению резонансных явлений в гидроприводе.

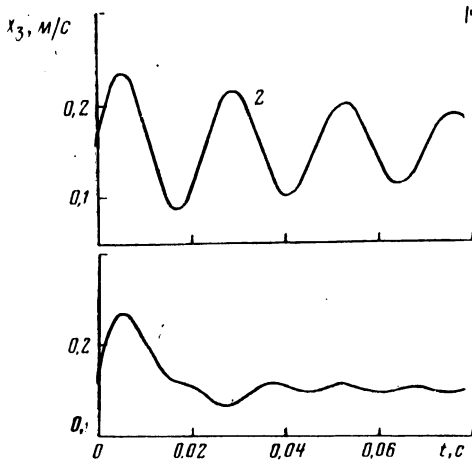


Рис. 2. Переходные процессы в гидроприводе протяжного станка 7Б75.

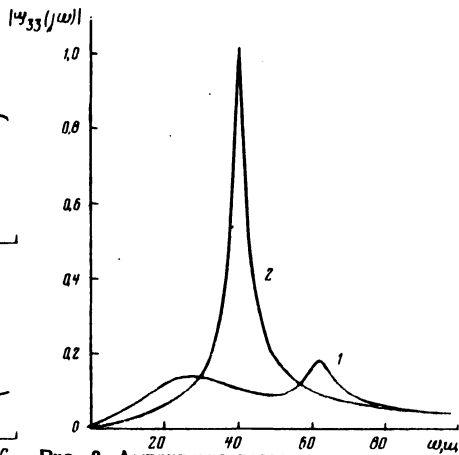


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики гидропривода протяжного станка 7Б75 (ω - частота).

Резюме. Разработаны общие линейные математические модели для шести схем гидроприводов с объемным регулированием, выявлена возможность существенного повышения демпфирования и снижения уровня вынужденных колебаний в гидроприводах за счет выбора оптимальных параметров напорного золотника.

Л и т е р а т у р а

1. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М., 1974.
2. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. М., 1976.

УДК 621.941.1.019

П.И. Ящерицын, докт.техн.наук,
А.Ф. Горбачевич, канд.техн.наук, Чан Ван Дик

ПОГРЕШНОСТИ БАЗОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗАГОТОВОК И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА ПРИ ЗУБОНАРЕЗАНИИ

При составлении пакетов заготовок зубчатых колес на операции зубофрезерования возникают дополнительные погрешности