



ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРОПРИВОДА МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА С ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫМ ИСТОЧНИКОМ ПИТАНИЯ

Разработана математическая модель гидропривода металлорежущего станка с централизованным источником питания, в которой учтены динамические характеристики регулируемого насоса с автоматическим управлением по давлению и аккумулятором и волновые процессы в трубопроводах. Приведены результаты расчета в виде диаграммы.

Гидропривод, централизованный источник питания, аккумулятор, математическая модель, давление, скорость.

В металлорежущих станках и автоматических линиях широкое применение получили гидравлические приводы (ГП) подачи с централизованным источником питания, который позволяет уменьшить количество насосных установок, более рационально использовать их производительность и за счет этого уменьшить занимаемую площадь, снизить металлоёмкость и энергоёмкость ГП. Вместе с тем методы расчета таких приводов не учитывают их динамические характеристики.

Особенностью централизованного ГП является большая длина гидравлических линий и использование регулируемого насоса в сочетании с аккумулятором [2, 5], поэтому при составлении математической модели ГП необходимо учесть динамические характеристики этих элементов.

В современных металлорежущих станках и автоматических линиях широко применяют метод путевого управления последовательностью этапов цикла. В работах [3, 4] приведены расчетная схема и математическая модель ГП с путевым управлением без учета характеристик источника питания. Изменение давления и объема жидкостной и газовой полостей аккумулятора подчиняются закону (рис. 1)

$$p_{ГЗ} \cdot V_{ГЗ}^K = p_H \cdot (V_{ГЗ} - V_a)^K,$$

где $p_{ГЗ}$ – давление зарядки; $V_{ГЗ}$ – объем газовой полости аккумулятора при зарядке (масляная полость полностью разряжена); p_H – давление, создаваемое насосом; V_a – объем жидкостной полости; K – показатель адиабаты.

Тогда расход жидкости Q_a , поступающей в гидроаккумулятор, определится по формуле

$$Q_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{1}{K} \cdot V_{ГЗ} \cdot p_{ГЗ}^{\frac{1}{K}} \cdot p_H^{-\frac{K+1}{K}} \cdot \frac{dp_H}{dt}.$$

Уравнение неразрывности для напорной линии:

$$Q_H = Q_T + Q_a + Q_{CH},$$

где Q_H – подача насоса; Q_T – расход жидкости в конце напорного трубопровода, примыкающего к насосной установке; Q_{CH} – расход жидкости от сжимаемости ее в напорном трубопроводе и полости аккумулятора.

$$Q_{CH} = \frac{V_a}{E_0} \cdot \frac{dp_H}{dt}.$$

Принимая $Q_T = F_{Ш} \cdot U_T$ (где U_T – скорость жидкости в конце напорного трубопровода, примыкающем к насосной установке, отнесенная к площади штока), получаем

$$\frac{dp_H}{dt} = - \frac{Q_H - F_{Ш} \cdot U_T}{\frac{1}{K} \cdot V_{ГЗ} \cdot p_{ГЗ}^{\frac{1}{K}} \cdot p_H^{-\frac{K+1}{K}} + \frac{V_{ГЗ}}{E_0} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{ГЗ}}{p_H} \right)^{\frac{1}{K}} \right]}.$$

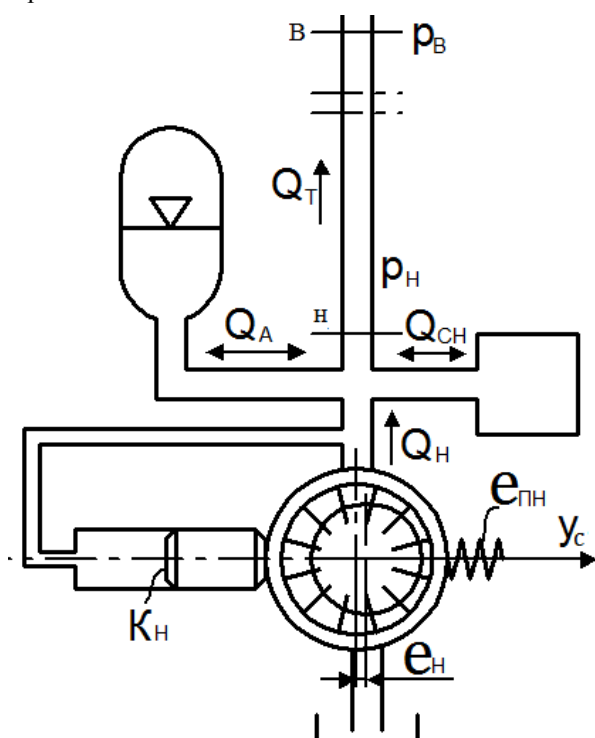


Рис. 1. Расчетная схема насосной установки

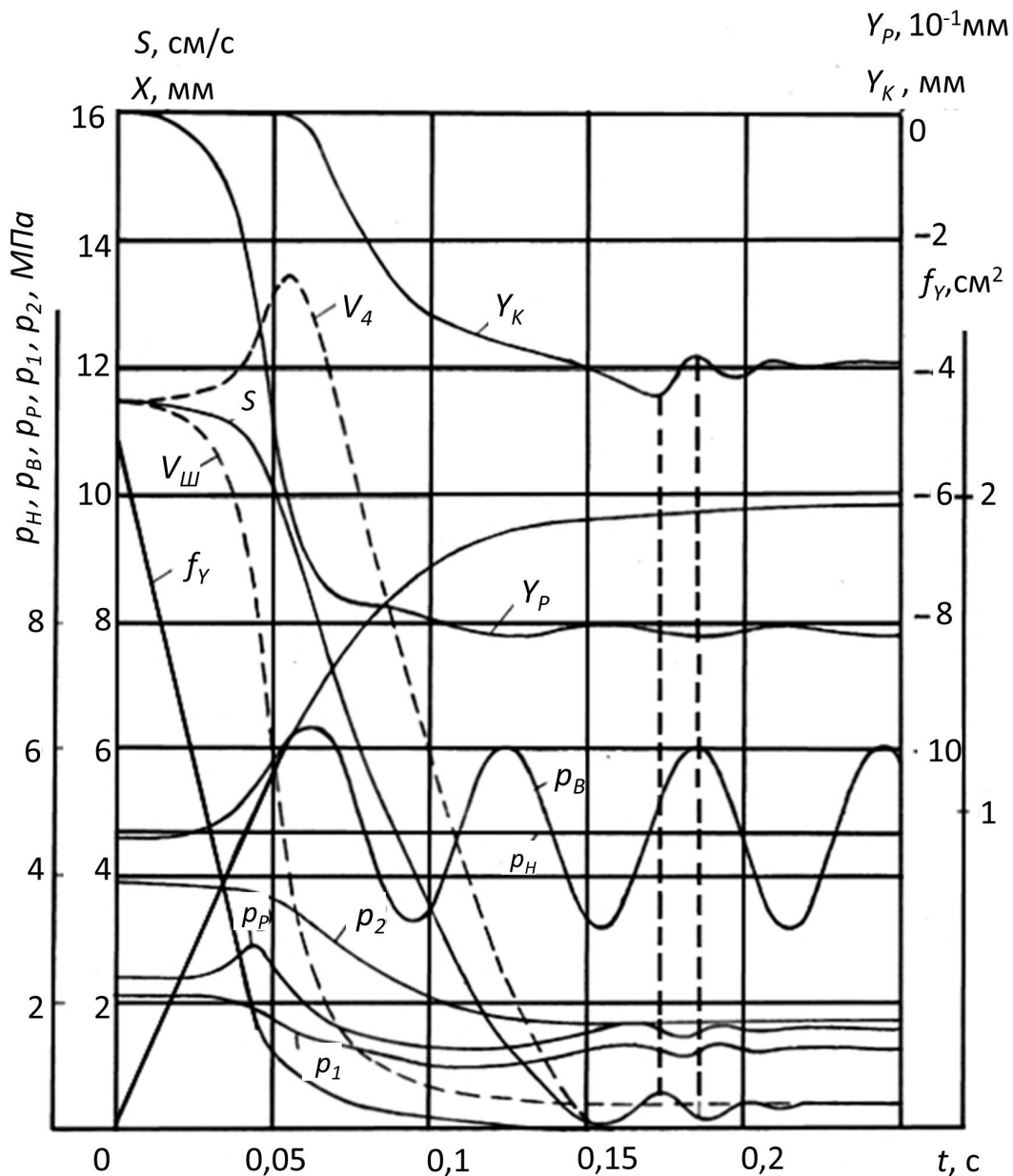


Рис. 2. Диаграмма переходного процесса БП – РП

Уравнение равновесия статора насоса [2]:

$$m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} = K_H \cdot p_H - e_{нн}(\Delta_H + h_H + y_c) - r_H \cdot \frac{dy_c}{dt},$$

где m_c – масса статора; y_c – перемещение статора; K_H – коэффициент пропорциональности, определяющий силу, создаваемую давлением жидкости; p_H – сжатие пружины при максимальном эксцентриситете; h_H – смещение статора от положения максимального эксцентриситета при БП; r_H – коэффициент вязкого трения деталей насоса.

Величина эксцентриситета:

$$e_H = e_{HO} - h_H - y_c,$$

где e_{HO} – максимальное значение эксцентриситета.

Подача насоса

$$Q_H = Q_{HO} \cdot \frac{e_H}{e_{HO}},$$

где Q_{HO} – подача насоса при максимальном эксцентриситете.

Изменение давления и расхода жидкости в трубопроводе не происходит одновременно во всех сечениях, а распространяется по нему в виде упругих волн. При близких значениях фазы ударной волны и длительности переходного процесса исследование должно производиться на основе волновой теории [1]. Пренебрегая изменениями скоростного и геометрического напора, а также потерями от вязкого трения и полагая, что начало координаты ξ_H ($\xi_H=0$) расположено на конце трубопровода, примыкающем к насосной установке, для начала трубопровода получаем:

$$\varphi_H \cdot (-a_y \cdot t) = \frac{1}{\rho \cdot a_y} \cdot (p_H - p_{HO}) - \psi_H(a_y \cdot t),$$

$$U_T = S_{БП} + \frac{F_T}{F_{Ш}} \cdot [\varphi_H \cdot (-a_y \cdot t) - \psi_H \cdot (a_y \cdot t)],$$

где φ_H и ψ_H – произвольные функции; a_y – скорость распространения ударной волны; p_{HO} – начальное значение давления в начале трубопровода; F_T – площадь поперечного сечения трубопровода.

Соответственно, для конца трубопровода ($\xi_H = l_T$, где l_T – длина напорного трубопровода) можно записать:

$$\psi_H \cdot (l_T + a_y \cdot t) = \frac{1}{\rho \cdot a_y} \cdot (p_B - p_{BO}) - \phi_{H \cdot (l_T - a_y \cdot t)},$$

$$U_{\text{ш}} = S_{\text{БП}} + \frac{F_T}{F_{\text{ш}}} \cdot [\phi_H \cdot (l_T - a_y \cdot t) - \psi_H \cdot (l_T - a_y \cdot t)],$$

где p_{BO} – начальное значение давления в конце трубопровода.

Полученные уравнения совместно с уравнениями, приведенными в работах [3, 4], а также уравнениями равновесия золотника клапана давления и расходов жидкости через дроссели составят математическую модель ГП с централизованным источником питания. Ввиду сложности полученных уравнений, решаем их численными методами.

На рисунке 2 приведена одна из диаграмм переходного процесса с БП на РП.

Проведенные экспериментальные исследования позволили подтвердить правильность теоретических выводов. Сопоставление расчетных и экспериментальных кривых свидетельствует о достаточно точном их совпадении. На большей части переходного процесса отклонение расчетных значений скорости от экспериментальной не превышает 10 %, давлений в полостях ГЦ и редуцированного давления – 6–8 %.

Периоды колебаний давления P_B , полученные расчетным и экспериментальным путем, практически совпадают (отклонения не превышают 6 %). Вместе с

тем, если в реальном приводе колебания давления P_B затухают, то амплитуда колебаний, полученных расчетным путем, остается постоянной. Это можно объяснить тем, что при расчете не учитывалось вязкое трение жидкости в напорном трубопроводе.

Литература

1. Дрейшнер, Э. П. Динамика переходного процесса в гидрофицированных агрегатных станках / Э. П. Дрейшнер // Станки и инструмент. – 1973. – № 11. – С. 11–13.
2. Зайченко, И. З. Теория и расчет механики автоматического регулирования подачи пластинчатых насосов для гидроприводов машин / И. З. Зайченко, Л. М. Мышлевский, В. Н. Сегал // Вестник машиностроения, 1975. – № 9. – С. 15–19.
3. Колпаков, В. Н. Динамический синтез гидроустройства с регулятором и путевым управлением для переключения силового стола с быстрого подвода на рабочую подачу / В. Н. Колпаков // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1988. – № 4. – С. 135–140.
4. Колпаков, В. Н. Определение разброса координаты точки перехода гидрофицированного рабочего органа с быстрого подвода на рабочую подачу / В. Н. Колпаков // Вестник Вологодского государственного университета. – 2018. – № 1. – С. 14–17.
5. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – 5-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2008. – 640 с.

V.N. Kolpakov

STUDY OF HYDRAULIC DRIVE DYNAMICS OF METAL-CUTTING MACHINE WITH THE CENTRALIZED POWER SUPPLY

A mathematical model of hydraulic drive of a metal-cutting machine with a centralized power supply, which takes into account the dynamic characteristics of an adjustable pump with automatic pressure control and a battery and waveprocesses in pipeline,s has been developed. The results of the calculation are presented in the form of a diagram.

Hydraulic drive, centralized power supply, buttry, mathematical model, prtssure, speed.