

Канд. техн. наук **БОРИСОВ В. И.**,
инженеры **ПРОКОПЕНЯ О. Н.**, **ЧУНЯЕВ В. П.** (МВТУ им. Н. Э. Баумана)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РЕГУЛЯТОРАХ ТОЛЩИНЫ ПРИ ЗАХВАТЕ ПОЛОСЫ

В рабочих клетях листовых станов используются гидравлические устройства регулирования толщины полосы большой мощности для обеспечения требуемого быстродействия при высоких нагрузках. Поэтому актуальной является проблема рационального выбора энергетических параметров данных устройств с целью экономии энергозатрат. Так как характеристики рабочей клетки оказывают существенное влияние на качество регулирования, то при моделировании необходимо рассматривать работу гидрорегуляторов совместно с клетью. Разработанная математическая модель позволяет исследовать динамические процессы в элементах клетки и гидросистемы при захвате и выбросе полосы, а также при установившемся процессе прокатки. При разработке модели предполагалась симметричная работа клетки и обоих гидрорегуляторов ввиду незначительной ассиметрии воздействия прокатываемой полосы на валки. Расчетная схема клетки с гидрорегулятором, показанная на рис. 1, представляет собой упругомассовый контур, замыкаемый усилием прокатки, в который включено исполнительное устройство регулятора толщины. Основные элементы клетки приведены к шести сосредоточенным массам, которые соединены упругими элементами с приведенными жесткостями. В систему введено демпфирование с коэффициентом 0,3. Движение масс описывается следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + \mu (\dot{x}_1 - \dot{x}_4) + c_{14} (x_1 - x_4) &= P(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 + \mu (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_{23} (x_2 - x_3) &= P(t); \\ m_3 \ddot{x}_3 + \mu (\dot{x}_0 + \dot{x}_3) + c_{03} (x_0 + x_3) + \mu (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_{23} (x_3 - x_2) &= 0; \\ m_4 \ddot{x}_4 + \mu (\dot{x}_4 - \dot{x}_1) + c_{14} (x_4 - x_1) &= -p_6 F_{\Pi}; \\ m_5 \ddot{x}_5 + \mu (\dot{x}_5 - \dot{x}_6) + c_{56} (x_5 - x_6) &= p_6 F_{\Pi}; \\ m_6 \ddot{x}_6 + \mu (\dot{x}_6 - \dot{x}_5) + c_{56} (x_6 - x_5) + \mu (\dot{x}_6 - \dot{x}_0) + c_{06} (x_6 - x_0) &= 0; \\ \mu \dot{x}_0 + c_0 x_0 + \mu (\dot{x}_3 + \dot{x}_0) + c_{03} (x_3 + x_0) + \mu (\dot{x}_6 - \dot{x}_0) + \\ &+ c_{06} (x_0 - x_6) = 0, \end{aligned}$$

где $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6$ — приведенные массы элементов клетки; $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6$ — координаты приведенных масс; $c_0, c_{06}, c_{03}, c_{14}, c_{23}, c_{56}$ — приведенные жесткости элементов клетки; x_0 — координата плоскости крепления станины; μ — коэффициент демпфирования; $P(t)$ — усилие воздействия металла на валки; p_6 — давление в гидроцилиндре регулятора толщины; F_n — площадь поршня гидроцилиндра.

Давление жидкости в гидроцилиндре определяется из уравнений движения жидкости в гидросистеме регулятора толщины. При нагнетании жидкости в гидроцилиндр

$$p_6 = p_1 - \dot{Q}(J_1 + J_2) - Q^a R_1 - Q^a R_2 - Q^2/(K_Q^2 x^2) = 0,$$

где Q — расход жидкости через гидроусилитель; x — перемещение золотника гидроусилителя; K_Q — коэффициент передачи гидроусилителя по расходу; R_1 и R_2 — гидравлические сопротивления рабочего и напорного трубопроводов; a — коэффициент режима течения жидкости ($a=1$ при ламинарном потоке и $a=2$

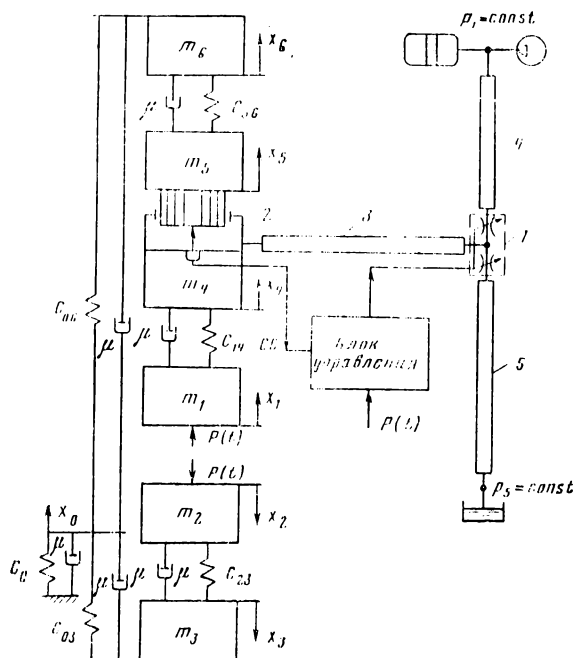


Рис. 1. Расчетная схема клетки с гидравлическим регулятором толщины полосы:
1 — гидроусилитель; 2 — гидроцилиндр; 3, 4, 5 — рабочий, напорный, сливной трубопроводы соответственно; p_1 и p_5 — давления в соответствующих точках

при турбулентном); J_1 и J_2 — коэффициенты инерции жидкости в рабочем и напорном трубопроводах.

При вытеснении жидкости из гидроцилиндра

$$p_6 = p_3 + \dot{Q}(J_1 + J_3) + Q^a R_1 + Q^a R_3 + Q^2/(K_Q^2 x^2) = 0,$$

где R_3 — гидравлическое сопротивление сливного трубопровода; J_3 — коэффициент инерции жидкости в сливном трубопроводе.

Гидравлические сопротивления трубопроводов находятся по формуле

$$R = (\lambda l/d + \xi_y) 2 \rho_l (\pi d^2),$$

где λ — коэффициент потерь по длине трубопровода; ξ_y — суммарный коэффициент потерь в местных сопротивлениях; ρ — плотность жидкости; l и d — длина и диаметр трубопровода.

Коэффициент инерции жидкости в трубопроводах определяется выражением

$$J = 4 l \rho_l (\pi d^2).$$

С учетом условия неразрывности жидкости перемещение поршня гидроцилиндра относительно его корпуса описывается зависимостью

$$\dot{x}_3 - \dot{x}_4 = Q_l F_{11}.$$

С достаточной точностью перемещение золотника гидроусилителя определяется из уравнения

$$m_{311} \ddot{x} + \mu_{311} \dot{x} + c_{311} (x - V_{вх}/K_x) = 0,$$

где m_{311} — приведенная масса золотника; c_{311} — приведенная жесткость жидкости; μ_{311} — коэффициент демпфирования; $V_{вх}$ — входной сигнал (напряжение) гидроусилителя; K_x — коэффициент передачи гидроусилителя по положению золотника.

Значения m_{311} , c_{311} , μ_{311} определяются на основе амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик гидроусилителя.

Входной сигнал для гидроусилителя формируется на основе функции усилия воздействия металла на валки с учетом сигнала обратной связи по перемещению поршня гидроцилиндра и может быть представлен следующей зависимостью:

$$V_{вх} = P(t) \Phi_p - (x_3 - x_4) K_{ос},$$

где $K_{ос}$ — коэффициент обратной связи; Φ_p — регулировочная функция.

Выбор требуемой регулировочной функции является одной из задач проектирования устройства регулирования толщины. Функция выражает зависимость требуемой величины коррекции толщины полосы от входного параметра, которым является усилие прокатки. В первом приближении эту зависимость можно считать линейной.

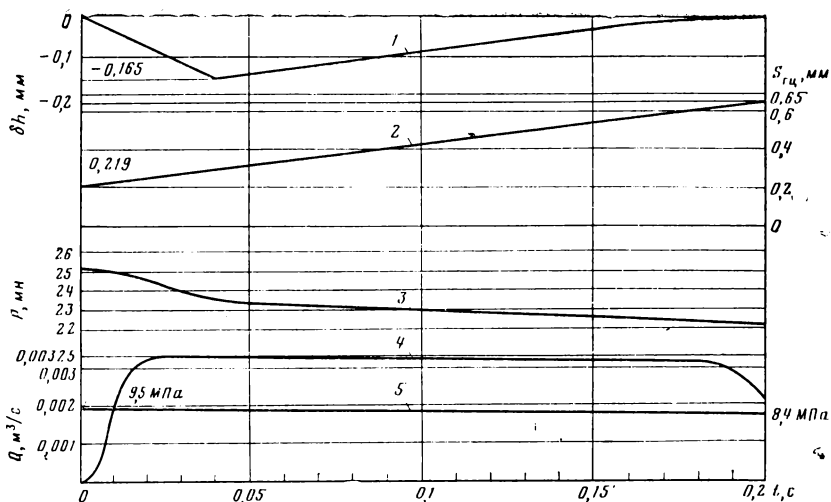


Рис. 2. Результаты моделирования работы гидронажимных устройств числовой клетки стана 2500:

1 — отклонение толщины полосы от номинальной; 2 — перемещение гидроцилиндра; 3 — изменение усилия прокатки; 4 — изменение расхода жидкости через гидроусилитель; 5 — давление в гидроцилиндре

Для решения приведенной системы уравнений необходимо задать закон изменения усилия прокатки. На интервале заполнения очага деформации его можно принять линейно возрастающим от нуля до установившегося значения. Решение системы осуществляется с использованием метода конечных разностей.

Приведем результаты моделирования работы гидронажимных устройств в клетке № 11 широкополосового стана 2500 при регулировании толщины полосы в период приложения натяжения. Время создания натяжения полосы составляет 0,035 с. При регулировании усилия прокатки изменяется от номинального значения равного 25,2 МН до 22,3 МН. В результате решения системы дифференциальных уравнений численным методом с использованием ЭВМ для условий создания натяжения выявлены временные зависимости (рис. 2) отклонения толщины полосы от номинальной δh , перемещения гидроцилиндра $S_{гг}$, изменения усилия прокатки P , расхода рабочей жидкости через гидроусилитель Q и давления в гидроцилиндре $p_{гг}$ в процессе регулирования. Согласно приведенным графикам отклонение толщины полосы от номинальной составляет 0,165 мм, а полная его компенсация осуществляется за 0,2 с. Перемещение гидроцилиндра составляет 0,43 мм, максимальный расход жидкости $3,25 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при давлении в гидроцилиндре 9,5 МПа. По этим значениям выбираются требуемые параметры насосно-аккумуля-

торной станции. Комплексное исследование работы гидронажимных устройств при компенсации всех возможных возмущений позволяет осуществить рациональный выбор их параметров.

Выводы

1. Реализация разработанной математической модели позволяет определять законы движения масс клетки и параметры движения жидкости в гидросистеме.

2. Модель дает возможность исследовать влияние различных факторов на качество регулирования толщины полосы и рационально выбрать требуемые характеристики гидрорегуляторов.
