

УДК 621.3.01

Б.И. КУЗНЕЦОВ, д-р техн. наук, проф., зав. отделом, НТЦ МТО
НАН Украины, Харьков

А.В. ВОЛОШКО, аспирант, НТЦ МТО НАН Украины, Харьков

И.В. БОВДУЙ, аспирант, НТЦ МТО НАН Украины, Харьков

Е.В. ВИНИЧЕНКО, аспирант, НТЦ МТО НАН Украины, Харьков

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ С УЧЕТОМ ИХ ВЗАИМОСВЯЗИ ЧЕРЕЗ ПРОКАТЫВАЕМЫЙ МЕТАЛЛ КАК ОБЪЕКТА РОБАСТНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Розроблено математичні моделі головних приводів прокатних станів у вигляді двомасової електромеханічної системи для короткої лінії та у вигляді трьохмасової електромеханічної системи для довгої лінії з урахуванням пружних елементів у трансмісіях між виконавчими двигунами, редукторами й прокатними валками з урахуванням нелінійних моментів тертя між валками та взаємним впливом прокатних валків один на одного у ході прокатки через метал, що прокатується.

Разработаны математические модели главных приводов прокатных станов в виде двухмассовой электромеханической системы для короткой линии и в виде трехмассовой электромеханической системы для длинной линии с учетом упругих элементов в трансмиссиях между исполнительными двигателями, редукторами и прокатными валками и с учетом нелинейных моментов трения между валками взаимным влиянием прокатных валков друг на друга в ходе прокатки через прокатываемый металл.

Введение. Современные прокатные станы выполняют с индивидуальным приводом без шестеренных клетей и с общим приводом, а вращение валкам передается посредством шпинделей от шестеренной клетки [1]. На рис. 1 показана схема блюминга с индивидуальным приводом валков, получившая наибольшее распространение на современных блюмингах и обжимных прокатных станах.

Постановка проблемы, связь с научными и практическими задачами. Динамические нагрузки опасны не только величиной амплитуд, а в основном тем, что моменты могут проходить через нулевые значения с раскрытием зазоров приводной линии и большими ударами и нагрузками. В блюмингах с индивидуальными приводами коэффициенты динамичности верхней и нижней приводных линий различны: в менее жесткой верхней линии коэффициент динамичности

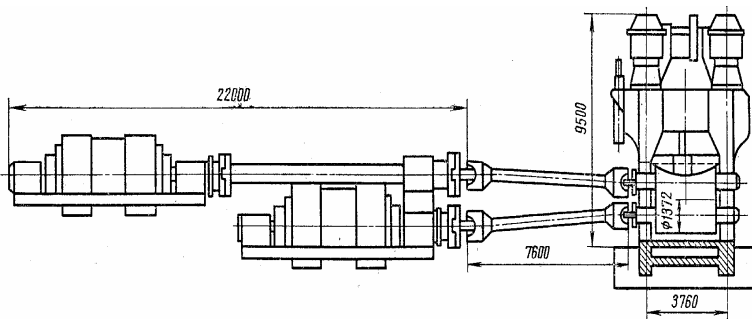


Рис. 1.

больше, чем в нижней. Крутящие моменты в шпинделях, как правило, распределяются неравномерно вследствие разности скоростей вращения валков, различных условий трения на контактных поверхностях между заготовкой и валками, различной температуры верхних и нижней поверхностей слитка, влияния боковых стенок калибров и др.

Анализ последних достижений и публикаций. В работах [1-5] рассмотрены вопросы синтеза систем управления главными приводами для математических моделей в виде двух и трехмассовых электро-механических систем. Однако, в этих работах не учтено влияние главных приводов друг на друга через прокатываемый металл.

Цель работы. Целью данной работы является разработка математической модели главных приводов прокатных станов с учетом их взаимосвязи через прокатываемый металл как объекта робастной системы управления.

Рассмотрим случай, когда скорости вращения верхнего и нижнего валков не равны друг другу. В этом случае за счет наличия связи через прокатываемый металл возникает перераспределение нагрузок так, что валок, который вращается с большей скоростью, берет на себя большую долю момента прокатки.

Метод решения. Для короткой линии главного привода примем модель в виде двухмассовой системы, которой соответствует система следующих уравнений:

$$J_B \frac{d\omega_B}{dt} = M_y + \beta(\omega_D - \omega_B) - \beta_c \omega_B - M_c;$$

$$\frac{dM_y}{dt} = C(\omega_D - \omega_B);$$

$$J_{\text{д}} \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} = c\phi I_{\text{я}} - M_{\text{y}} - \beta(\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{в}});$$

$$T_{\text{э}} \frac{dI_{\text{я}}}{dt} = -I_{\text{я}} + \frac{1}{R_{\text{я}}} U_{\text{тп}} - \frac{c\phi}{R_{\text{я}}} \omega_{\text{д}};$$

$$T_{\mu} \frac{dU_{\text{тп}}}{dt} = -U_{\text{тп}} + k_{\text{тп}} U_{\text{вх}},$$

где $\omega_{\text{в}}, \omega_{\text{д}}$ – скорость вращения валка и двигателя; $J_{\text{в}}, J_{\text{д}}$ – момент инерции валка и двигателя; M_{y} – момент упругости; c, β – жесткость и коэффициент внутреннего вязкого трения упругого вала на скручивание; $k_{\delta\text{т}}$, T_{μ} – коэффициент усиления и постоянная времени тиристорного преобразователя.

В этих уравнениях учтено наличие подающего участка в зависимости момента внешнего трения от скорости вращения с жесткостью $\beta_{\text{с}}$.

Для длинной линии главного привода прокатного стана примем модель в виде трехмассовой системы с моментами инерции двигателя, муфты и валка. Уравнения динамики такой системы примут следующий вид:

$$J_{\text{в}} \frac{d\omega_{\text{в}}}{dt} = M_{\text{y}2} + \beta_2(\omega_{\text{м}} - \omega_{\text{в}}) - \beta_{\text{с}}\omega_{\text{в}} - M_{\text{с}};$$

$$\frac{dM_{\text{y}2}}{dt} = C_2(\omega_{\text{м}} - \omega_{\text{в}});$$

$$J_{\text{р}} \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt} = M_{\text{y}1} + \beta_1(\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{р}}) - M_{\text{y}2} - \beta_2(\omega_{\text{м}} - \omega_{\text{в}});$$

$$\frac{dM_{\text{y}1}}{dt} = C_1(\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{м}});$$

$$J_{\text{д}} \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} = c\phi I_{\text{я}} - M_{\text{y}1} - \beta_1(\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{м}});$$

$$T_{\text{э}} \frac{dI_{\text{я}}}{dt} = -I_{\text{я}} + \frac{1}{R_{\text{я}}} U_{\text{тп}} - \frac{c\phi}{R_{\text{я}}} \omega_{\text{д}};$$

$$T_{\mu} \frac{dU_{\text{тп}}}{dt} = -U_{\text{тп}} + k_{\text{тп}} U_{\text{вх}},$$

где ω_b , ω_m , ω_d – скорости вращения валка, редуктора и двигателя; M_{y1} , M_{y2} – моменты упругости в быстроходном и тихоходном валах; C_1, C_2 и β_1, β_2 – жесткости и коэффициенты внутреннего вязкого трения в быстроходном и тихоходном валах на скручивание; T_3 – электромагнитная постоянная якорной цепи; T_μ – постоянная времени тиристорного преобразователя; J_b, J_m, J_d – моменты инерции валка, муфты и двигателя.

В этих уравнениях также учтено β_c .

Известны практические случаи прокатки, когда один двигатель работает в двигательном, а другой – в генераторном режиме. В этом случае скорости вращения валков короткой ω_{e2} и длинной ω_{e1} линий главного привода прокатного стана различны и их уравнения динамики могут быть записаны в следующем виде (будем обозначать переменные и константы относящиеся к длинной линии с индексом 1, а к короткой – с индексом 2):

$$J_{B1} \frac{d\omega_{B1}}{dt} = M_{y12} + \beta_{12}(\omega_m - \omega_{B1}) - \beta_{c1}\omega_{B1} - 0,5M_c - \Delta M ;$$

$$J_{B2} \frac{d\omega_{B2}}{dt} = M_{y2} + \beta_2(\omega_{d2} - \omega_{B2}) - \beta_{c2}\omega_{B2} - 0,5M_c + \Delta M ,$$

где изменение момента ΔM , вызванное разностью скоростей вращения верхнего и нижнего валков:

$$\Delta M = k(\omega_{B1} - \omega_{B2}) .$$

Тогда эти уравнения динамики примут следующий вид:

$$J_{B1} \frac{d\omega_{B1}}{dt} = M_{y12} + \beta_{12}(\omega_m - \omega_{B1}) - \beta_{c1}\omega_{B1} - 0,5M_c - k\omega_{B1} + k\omega_{B2}$$

$$J_{B2} \frac{d\omega_{B2}}{dt} = M_{y2} + \beta_2(\omega_{d2} - \omega_{B2}) - \beta_{c2}\omega_{B2} - 0,5M_c - k\omega_{B2} + k\omega_{B1}$$

При захвате слитка момент сопротивления изменяется не мгновенно и зависит от условий захвата. Примем модель изменения момента сопротивления

$$\frac{M_c(t)}{dt} = -\frac{1}{a}M_c(t) + \frac{1}{a}M(t)$$

где $M(t)$ – ступенчатое изменение внешнего воздействия.

Введем вектор состояния исходной системы $\vec{x}(t)$ в следующем виде

$$\bar{X}(t) = \left\{ \begin{array}{l} \omega_{B1}(t), M_{y12}(t), \omega_p(t), M_{y11}(t), \omega_{д1}(t), I_{я1}(t), \\ U_{ТП1}(t), Z_1(t), \omega_{B2}(t), M_{y2}(t), \omega_{д2}(t), I_{я2}(t), U_{ТП2}(t), Z_2(t), M_c(t) \end{array} \right\}^T$$

Матрица состояния приведена имеет вид

$$A = \begin{bmatrix} -\beta_{a1} - \beta_{l2} - \frac{K}{J_{a1}} & \frac{1}{J_{a1}} & \frac{\beta_{l2}}{J_{a1}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K}{J_{a1}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{J_{a1}} \\ -\tilde{N}_{l2} & 0 & \tilde{N}_{l2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\beta_{l2}}{J_p} & -\frac{1}{J_p} & -\frac{\beta_{l1} - \beta_{l2}}{J_p} & \frac{1}{J_p} & \frac{\beta_{l1}}{J_p} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_{l1} & 0 & C_{l1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\beta_{l1}}{J_{a1}} & -\frac{1}{J_{a1}} & -\frac{\beta_{l1}}{J_{a1}} & \frac{c\hat{O}}{J_{a1}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{R_l T_y} & \frac{1}{T_y} & \frac{1}{R_l T_y} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_u} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K}{J_{a2}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \beta_{a2} - \beta_{l2} + K & \frac{1}{J_{a2}} & \frac{\beta_{l2}}{J_{a2}} & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{J_{a2}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_2 & \frac{J_{a2}}{C_2} & \frac{J_{a2}}{C_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\beta_{l2}}{J_{a2}} & -\frac{1}{J_{a2}} & \frac{\beta_{l2}}{J_{a2}} & \frac{\bar{n}\hat{O}}{J_{a2}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{\bar{n}\hat{O}}{R_2 T_y} & -\frac{1}{T_y} & -\frac{1}{R_2 T_y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_u} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{a} \end{bmatrix}$$

Результаты моделирования. В качестве примера на рис. 2 показаны переходные процессы переменных состояния в системе, управления индивидуальными приводами с учетом взаимного влияния приводов через прокатываемый слиток.

Момент взаимного влияния является движущим для валка, вращающегося с меньшей скоростью, и этот момент является тормозящим для валка, вращающегося с большей скоростью. В зависимости от условий прокатки величина этого момента, характеризующего взаимовлияние валков друг на друга через прокатываемый металл, может составлять различную долю от момента прокатки – являющегося моментом сопротивления для главных приводов блюминга. Переходные процессы в короткой и длинной линиях стана, представленных двух и трехмассовой системой существенно отличаются друг от друга, причем по мере увеличения взаимной связи через прокатываемый слиток, переходные процессы становятся существенно более колебательными.

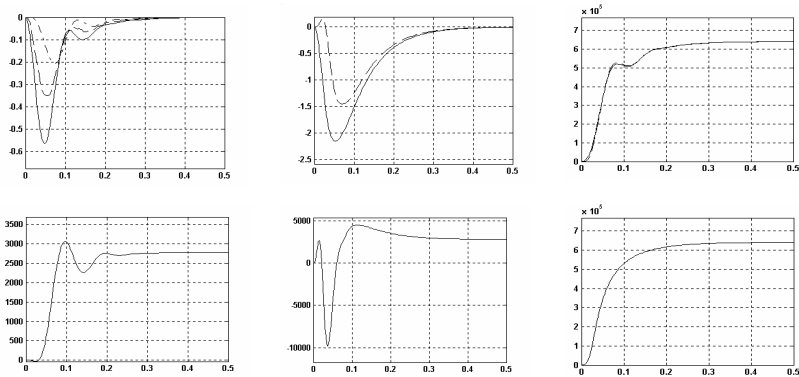


Рис. 2.

Выводы. Разработана математическая модель совместного управления скорости вращения верхнего и нижнего валков блюминга с учетом взаимного влияния валков друг на друга через прокатываемый металл. Система является двухканальной, так как имеет два задающих воздействия по скорости вращения верхнего и нижнего валков. Эти два задающих воздействия могут быть различны, причем в системе имеется взаимное влияние каналов друг на друга через прокатываемый слиток. Чем больше это влияние, тем больше отличаются переходные процессы в системе от переходных процессов в автономных каналах в сторону увеличения колебательности вплоть до потери устойчивости. Однако, если взаимосвязь через прокатываемый слиток разрывается, что имеет место в режиме буксования валков, то приводы верхнего и нижнего валков работают автономно, и их переходные процессы соответствуют переходным процессам в автономных каналах регулирования скорости.

Список литературы: 1. Кузнецов Б.И., Новоселов Б.В., Богаенко И.Н. Проектирование многоканальных систем оптимального управления. – Киев: Техника, 1993. – 242 с. 2. Кузнецов Б.И., Никитина Т.Б., Коломиец В.В. Синтез электромеханических систем со сложными кинематическими цепями. – Харьков: УИПА. – 2005. – 511 с. 3. Кузнецов Б.И., Осичев А.В., Чаусов А.О. Оптимальное управление главным приводом блюминга в режиме пробуксовки валков // Техническая электродинамика. – Киев: ИЭД. – 2000. – Ч. 6. – С. 23-28. 4. Никитина Т.Б. Синтез многоканальных нелинейных электромеханических систем // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2005. – №45. – С. 130-131. 5. Никитина Т.Б. Синтез приближенно-оптимальных нелинейных систем цифрового управления технологическими процессами с аналитическими нелинейностями // Автоматизация виробничих процесів. – Київ. – 2003. – №2(17). – С.62-65.

Поступила в редколлегию 15.12.2009