

УДК 621.01

Антонюк Е. Я.
Бобух И. А.
Забуга А. Г.
Соколов Е. В.

О ДИНАМИЧЕСКОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ГОРЯЧЕГО СЛЯБА С РОЛЬГАНГОМ ПРОКАТНОГО СТАНА

Для обеспечения требуемой надежности и производительности станов горячей прокатки, работающих в условиях высоких скоростей, динамических нагрузок и температур, необходимо наряду с совершенствованием их конструкции развивать уточненные методы расчета. Исследованию динамической нагруженности механизмов главных линий прокатных станов уделяется значительное внимание, однако в отношении других механизмов, например, обеспечивающих подачу заготовки в валки и выход из них после прокатки, методики требуют дополнительной доработки. Сложности математических моделей механизмов прокатного оборудования состоят в том, что они, как правило, имеют высокий порядок дифференциальных уравнений, содержащих существенно нелинейные зависимости и переменную структуру, что в процессе решения связано со скачкообразным изменением фазовых координат или с использованием «сглаживающих» функций. Как правило, в таких системах возбуждаются ударные процессы высокой интенсивности, что определяет необходимость соответствующего аналитического описания и последующего численного исследования. При входе разогретого сляба на рольганг происходит упругопластический удар о первый ролик с существенным понижением поступательной скорости движения заготовки и изменением угловой скорости вращения ролика. После удара двигатель привода вновь разгоняет механическую систему до скорости установившегося движения вплоть до удара об очередную ролик. При этом многократно могут происходить разрывы фрикционных связей с возможным их последующим восстановлением. Таким образом, динамическая система имеет множество различных структур, при взаимном переходе которых усиливаются динамические нагрузки. Исследованию упругопластических процессов посвящены работы [1–4]. В литературных источниках [5–8] отражены другие вопросы, связанные с построением настоящей модели, наличием двигателя, сухого трения, односторонних связей, сопротивлений при прокатке.

Целью работы является разработка математической модели транспортировки нагретого сляба стана горячей прокатки.

Изложим динамическую модель системы стана 2500 Магнитогорского металлургического комбината. Расчетная схема изображена на рис. 1, на котором обозначено: 1 – сляб; 2 – первый ролик рольганга, на который с ударом входит сляб; 3 – двигатель (ARC 355 MX8 с частотным управлением фирмы VEM, ФРГ) привода ролика 2; 4 и 5 – упругие безынерционные элементы подвески ролика; 6 – безынерционная кинематическая цепь, состоящая из промежуточного вала и двух зубчатых муфт. Последующие за роликом 2 ролики рольганга на рис. 1 не изображены. Ролик 2 и ротор 3 двигателя привода ролика приняты как инерционные звенья с центральными моментами инерции J_2 и J_3 . Сляб 1 длиной l_1 рассматривается как инерционное звено, упругопластическое в зоне соударения с роликом, с пределом текучести материала σ_T при температуре нагрева t . Рассматриваемая система с шестью степенями свободы по рис. 1 описывается следующими обобщенными координатами: x_1 – движения центра S масс сляба; угла γ поворота диагонали его продольного сечения; угла φ_2 поворота ролика 2; горизонтального и вертикального перемещения оси ролика 2 (x_2 и y_2); угла φ_3 поворота ротора двигателя 3 привода ролика 2.

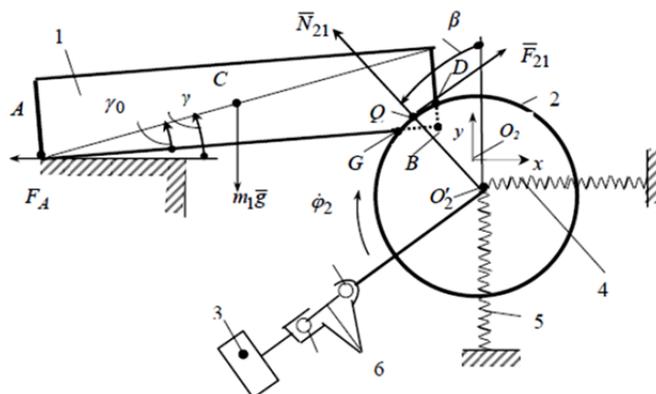


Рис. 1. Расчетная схема

Исходные уравнения динамического взаимодействия сляба 1 с роликом 2 после исключения реакции идеальной геометрической связи $y_A = h_A = \text{const}$ в точке A имеют вид:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 &= -N_{21} \sin \beta + F_{21} \cos \beta - F_A - N_x; \\
 J_1 \ddot{\gamma} &= -m_1 \dot{\gamma}^2 l_b^2 \sin \gamma \cos \gamma + N_{21} H_N + F_{21} H_F \cos \beta - m_1 g l_b \cos \gamma; \\
 J_2 \ddot{\phi}_2 &= -F_{21} r_2 + H_{32} (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + c_{32} (\phi_3 - \phi_2) + M_{12} + M_2; \\
 m_2 \ddot{x}_2 &= N_{21} \sin \beta - F_{21} \cos \beta - H_x \dot{x}_2 - c_x x_2; \\
 m_2 \ddot{y}_2 &= -N_{21} \cos \beta - F_{21} \sin \beta - H_y \dot{y}_2 - c_y y_2 - F_Q \text{sign } \dot{y}_2; \\
 J_3 \ddot{\phi}_3 &= -H_{32} (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) - c_{32} (\phi_3 - \phi_2) + M_3,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где (1) m_1 – масса сляба;

$J_1 = J_C + m_1 l_b^2 \cos^2 \gamma$ – приведенный момент инерции сляба относительно поперечной оси, проходящей через центр C ;

$J_C = \frac{m_1}{12} (l_1^2 + h_1^2)$ – центральный момент инерции сляба;

l_b – половина диагонали прямоугольника продольного сечения сляба (по рис. 1);

γ_0 – угол наклона диагонали сляба к его основанию;

F_A – горизонтальное усилие, действующее на сляб в точке A ;

N_{21} – нормальная сила воздействия ролика 2 на сляб 1 в зоне контакта;

F_{21} – сила трения в этой зоне;

H_N, H_F – плечи сил N_{21} и F_{21} относительно точки C ;

y_A – координата точки A ;

β – угол между осью $O_2 y$ и радиусом $O_2' Q$ ролика, направленным в расчетную точку Q контакта ролика со слябом;

l_1 и h_1 – длина и высота сляба (в продольном сечении);

r_2 – радиус наружной цилиндрической поверхности ролика 2;

g – ускорение свободного падения;

H_{32}, H_x, H_y и c_{32}, c_x, c_y – коэффициенты диссипативных сопротивлений и жесткости безынерционных упругих элементов между двигателем 3 и роликом 2, а также роликом 2 и упругими элементами опорных поверхностей подвески ролика;

$N_x = M_{12}/r_2$ – действующее на сляб горизонтальное усилие, связанное с его деформацией в зоне контакта с роликом;

M_{12} – действующий на ролик момент сил сопротивления деформации сляба $M_{12} = -N_{21}\psi l$ (ψ – коэффициент сопротивления качению ролика по слябу, l – длина дуги захвата [9]);

F_Q – сила трения, обусловленная N_{21} и F_{21} при вертикальном перемещении опор ролика 2;

f_2 – коэффициент трения вертикального скольжения опор ролика.

За первым роликом 2 через определенные расстояния располагаются еще несколько роликов аналогичного типа, с которыми происходят соударения сляба при дальнейшем движении.

Механическая характеристика асинхронного двигателя принята в виде зависимости Клосса [6], т. е.:

$$M_3 = \frac{2M_{max}}{S/S_k + S_k/S}, \quad (2)$$

где $S = (\omega_0 - \omega_3)/\omega_0$ – скольжение ротора относительно вращающегося магнитного поля статора двигателя;

ω_0 и ω_3 – синхронная и текущая угловые скорости вращения ротора 3 двигателя;

S и S_k – текущее и критическое скольжения;

M_{max} – максимальный электромагнитный момент, действующий на ротор двигателя (при $S = S_k$).

Ввиду сложности исследуемой системы (1) при ее описании приняты ряд упрощений: 1 – не рассматриваются переходные электромагнитные процессы в системе электродвигателя (вращающий момент задан согласно формуле Клосса в функции скольжения ротора); 2 – ударное взаимодействие $N_{21} = P$ ролика со слябом, направленное по нормали, описано согласно теории Герца [1, 2] для двух контактирующих тел в виде:

$$P = \begin{cases} n\alpha^{3/2}, & \alpha \geq 0 \\ 0, & \alpha < 0 \end{cases}, \quad (3)$$

где n – коэффициент, зависящий от материала и кривизны тел в точке соприкосновения;

α – сближение соударяющихся тел (в нашем случае сляба с роликом);

3 – система рассматривается как плоская;

4 – силовые характеристики упругодиссипативных элементов привода и подвески роликов приняты линейными;

5 – усилие соударения ролика с заготовкой в зоне упругости задано линейной функцией от деформации, в зоне пластичности – постоянной величиной [1–3].

Векторы скорости движения валка 2 относительно сляба 1 будем вычислять для точки Q (на окружности валка), координируемой углом $\beta = \frac{2}{3}\beta_D + \frac{1}{3}\beta_G$. Углы β_j для точек пересечения с окружностью ролика 2 передней грани сляба (D) и нижней плоскости сляба (G) определяются согласно:

$$\beta_D = \begin{cases} \arctg \left[-\frac{(x_2 - x_D)}{(y_2 - y_D)} \right], & x_D \leq 0 \\ 0, & x_D > 0 \end{cases}, \quad (4)$$

$$\beta_G = \arctg \left(-(x_2 - x_G / y_2 - y_G) \right).$$

Координаты x_j и y_j точек D и G пересечения окружности цилиндра ролика со следами передней и нижней плоскости сляба на плоскости xO_2y , а также переменные параметры H_N и H_F в (1) определяются аналитически решением соответствующих уравнений.

Скорости скольжения ролика относительно сляба (заготовки) и относительного их движения по нормали в расчетной точке Q представим на основании проекций разности векторов скоростей ролика 2 и сляба 1 в точке Q :

$$\begin{aligned} v_Q^t &= (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \cos \beta + \dot{y}_2 \sin \beta + \dot{\phi}_2 r_2 + \dot{\gamma} \ell_1 \sin(\beta - \gamma + \gamma_0), \\ v_Q^n &= -(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \sin \beta + \dot{y}_2 \cos \beta - \dot{\gamma} \ell_1 \cos(\beta - \gamma + \gamma_0). \end{aligned} \quad (5)$$

Координаты x_Q и y_Q определяются зависимостями:

$$x_Q = x_2 - r_2 \sin \beta, \quad y_Q = y_2 + r_2 \cos \beta. \quad (6)$$

Деформация сляба по нормали к наружной поверхности ролика в точке Q :

$$\alpha \approx (y_Q - y_G) / \cos \beta. \quad (7)$$

Коэффициент n в формуле (3) Герца для усилия соударения P действующего по нормали к поверхности ролика:

$$n = \frac{4}{3[(1-\mu_1^2)/E_1 + (1-\mu_2^2)/E_2]} \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}, \quad (8)$$

где μ_i ($i = \overline{1,2}$) – коэффициенты Пуассона для материала сляба и ролика;

E_i – их модули упругости;

R_i – радиусы кривизны тел в точке контакта (для сляба принимаем $R_i = \infty$).

Учитывая то, что нормальная реакция N_{21} является односторонней ($N_{21} \geq 0$), а сила трения F_{21} скольжения ролика по слябу может быть знакопеременной, их аналитические зависимости обычно описываются с помощью разрывных функций $\text{sign } z$, что, однако, создает определенные трудности при применении в расчетных задачах. Поэтому в данной математической модели используются «сглаживающие» функции. Таким образом, N_{21} и F_{21} для зоны упругих деформаций представлены в виде:

$$N_{21} = P \left[0,5 + \frac{1}{\pi} \arctg \frac{\alpha}{k_n} \right], \quad F_{21} = \frac{2}{\pi} N_{21} f_{21} \arctg \frac{v_Q^r}{r_2 k_\tau}. \quad (9)$$

Здесь k_n и k_τ – малые величины.

Принимая во внимание то, что относительно холодный ролик (2) взаимодействует с горячим слябом (1), деформацией ролика пренебрегаем.

Ввиду того, что зависимость Герца дана для области упругих деформаций, а в рассматриваемой задаче возможен переход в зону пластических деформаций, необходимо вычислить максимальное нормальное напряжение σ_H в области контакта при допущении только упругой деформации:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q E_1 E_2}{\rho_{np} \pi [E_1 (1-\mu_2^2) + E_2 (1-\mu_1^2)]}} \quad (10)$$

(в рассматриваемом случае приведенный радиус кривизны $\rho_{np} = r_2$), q в (10) – удельная нагрузка на единицу ширины b сляба.

Напряжение упругопластической деформации представим в виде:

$$\sigma = 0,5 E_1 \{ (1 + \text{sign } \dot{\varepsilon}) [\varepsilon \eta(\varepsilon_T - \varepsilon) + \varepsilon_T \eta(\varepsilon - \varepsilon_T)] + \sum_{i=1}^k [(\varepsilon - \varepsilon_i) + \sigma_T / E_1] (1 - \text{sign } \dot{\varepsilon}) \}, \quad (11)$$

где σ_T – предел текучести.

В (11) принимаем $\dot{\varepsilon} = v_Q^n / r_2$ – скорость деформации в точке Q по нормали, отнесенная к r_2 ; $\varepsilon = \sigma_H / E_1$, $\eta(z)$ – единичные функции:

$$\eta(z) = \begin{cases} 1, & z \geq 0 \\ 0, & z < 0 \end{cases},$$

ε_i – точка на прямой $\sigma = \sigma_T$, в которой $\dot{\varepsilon}$ меняет знак с плюса на минус;

ε_T – относительная деформация, соответствующая пределу текучести.

С учетом пластичности для нормальной и тангенциальной реакции, входящие в (1) зависимости имеют вид:

$$N_{21} = \begin{cases} P \cdot \frac{\sigma_T}{\sigma_H}, & \sigma_H \geq \sigma_T \\ P, & \sigma_H < \sigma_T \end{cases}, \quad F_{21} = \frac{2}{\pi} N_{21} f_{21} \arctg \frac{v_Q^r}{k_\tau}, \quad k_\tau = 10^{-2} \div 10^{-3}. \quad (12)$$

Численное решение системы было получено при помощи пакета MatLab.

На рис. 2 в графическом виде представлены результаты исследования частично упрощенной системы (1) с сохранением основных свойств динамического взаимодействия. Были исключены дифференциальные уравнения 2 и 4, описывающие поворот сляба относительно поперечной горизонтальной оси, проходящей через центр масс C , и деформацию подвески ролика в направлении оси O_2x .

Приняты следующие параметры:

$m_1 = 31,4 \cdot 10^3$ кг, $r_2 = 0,2$ м, $H_x = 0,9 \cdot 10^5$ кг·с⁻¹, $c_x = 0,9 \cdot 10^8$ Нм⁻¹, $H_{32} = 40$ кгм²с⁻¹, $c_{32} = 3,8 \cdot 10^3$ Нм, $m_2 = 2800$ кг, $H_y = 0,9 \cdot 10^5$ кг·с⁻¹, $c_y = 0,88 \cdot 10^7$ Нм⁻¹, $b = 2$ м, $J_2 = 110$ кгм², $J_3 = 12,8$ кгм², $F_A = 0$, $M_{max} = 5300$ Нм, $M_2 = -103,4$ Нм, $S_k = 0,284$, $\omega_0 = 19$ с⁻¹, $\omega_k = 13,6$ с⁻¹, $\ell_1 = 8$ м, $h = 0,25$ м, $f_{21} = 0,3$, $h_A = r_2 - \Delta$, $\Delta = 0,02$ м, $f_2 = 0,1$, $\delta = 0,005$ м, $\psi = 0,4$.

Материал сляба сталь 40, температура нагрева 1000°C, предел текучести $\sigma_T = 1,2 \cdot 10^8$ Нм⁻².

Начальные условия: $x_1(0) = 0$ м, $\dot{x}_1(0) = 3,6$ м с⁻¹, $\varphi_2(0) = 0$, $\dot{\varphi}_2(0) = 18,94$ с⁻¹,

$y_2(0) = 0$, $\dot{y}_2(0) = 0$, $\varphi_3(0) = 0,0263$, $\dot{\varphi}_3(0) = 18,94$ с⁻¹.

Результаты численного решения представлены в виде графиков на рис. 2. В окрестности времени от 0 до 0,25 с наблюдается изменение скорости \dot{x}_1 с 3,6 до 3,15 м с⁻¹; скорости \dot{y}_2 с 0 до -2,2 м с⁻¹ и затем до +0,95 м с⁻¹ за время 0,04 с; $\dot{\varphi}_2$ с 18,94 до 17,4 м с⁻¹ и затем до 19,6 м с⁻¹ в интервале времени от 0 до 0,01 с.

Соударение ролика со слябом (рис. 2, в) носит резко выраженный импульсный характер с многократными разрывами и восстановлениями контакта. Для сравнения на рис. 2, г изображен график усилий соударения $N_{21,0}$ в этой же системе, но без учета пластической деформации, что дает завышенное значение максимального усилия в 5,65 раза.

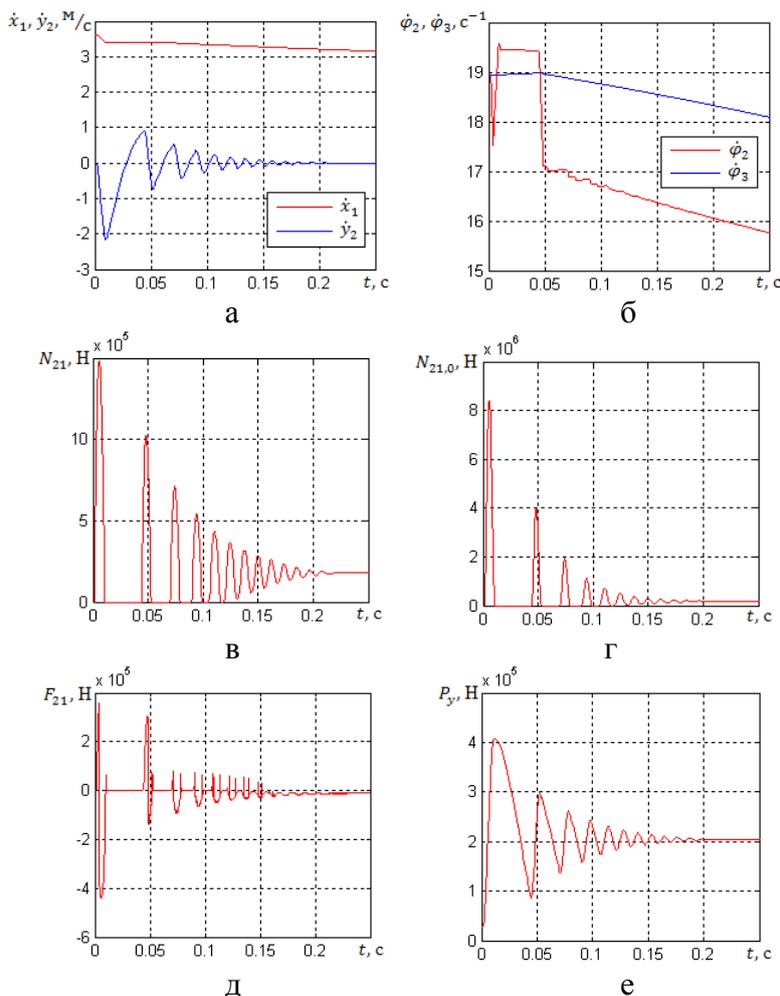


Рис. 2. Графики динамических усилий и скоростей движения после удара

Импульсный характер сил трения между роликом и слябом, сопровождающийся многократным изменением знака реакции между ними, представлен рисунком 2, д. Графики усилий $P_y = m_2 g - (H_y \dot{y}_2 + c_y y_2)$ сжатия упругих элементов 5 (рис. 1) даны на рис. 2, е.

В рассмотренном примере интенсивность динамических процессов в результате соударения существенно затухает к моменту времени $t = 0,2$ с. Структура динамической системы остается практически неизменной после $t = 0,16$ с, что обусловлено демпфирующими свойствами двигателя, пластической деформацией сляба, гистерезисом упругого звена 5, выполненного из последовательно соединенных резиновых элементов, и трением скольжения ролика относительно сляба.

ВЫВОДЫ

В рамках дискретной модели разработано математическое описание переходного процесса, возникающего при соударении горячего сляба с транспортирующим рольгангом прокатного стана. Приняты во внимание упругопластическая деформация сляба в зоне контакта с роликом, упругодиссипативные характеристики опорных элементов подвески ролика, момент, развиваемый двигателем, энергетические потери на трение скольжения ролика относительно слитка. Показана необходимость определения кинематических и силовых характеристик динамических процессов с учетом упругопластических свойств в зоне удара.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика удара : пер. с англ. / Дж. А. Зукас, Т. Николас, Х. Ф. Свифт, Л. В. Грецуик, Д. Р. Курран. – М. : Мир, 1985. – 296 с.
2. Алимов О. Д. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах / О. Д. Алимов, В. К. Манжосов, В. Э. Еремьянц. – М. : Наука, 1985. – 358 с.
3. Голубенцев А. Н. Интегральные методы в динамике / А. Н. Голубенцев. – К. : Техніка, 1967. – 352 с.
4. Lila D. M. Development of Instability in a Rotating Elastoplastic Annular Disk / D. M. Lila, A. A. Martynyuk // *Int. Appl. Mech.* – 2012. – 48, N 2. – P. 224–233.
5. Khoroshun A. S. Stability of Motion of a Particle with Variable Constraints / A. S. Khoroshun // *Int. Appl. Mech.* – 2011. – 47, N 2. – P. 203–214.
6. Ключев В. И. Теория электропривода / В. И. Ключев. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.
7. Labou M. Numerical Schemes for Stability in Probability of Perturbed Dynamical Systems / M. Labou // *Int. Appl. Mech.* – 2012. – 48, N 4. – P. 465–484.
8. Anik'ev I. I. Determination of the Reaction of an Elastic Cantilever–Rod Systems to a Shok Wave / I. I. Anik'ev, M. I. Mikhailova, E. A. Sushchenko // *Int. Appl. Mech.* – 2012. – 48, N 6. – P. 736.
9. Теория прокатки / А. И. Целиков, А. Д. Томленов, В. И. Зюзин, А. В. Третьяков, Г. С. Никитин. – М. : Металлургия, 1982. – 335 с.

Антонюк Е. Я. – канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник ИМех НАНУ;

Забуга А. Г. – аспирант ИМех НАНУ;

Бобух И. А. – ст. науч. сотрудник каф. АММ ДГМА;

Соколов Е. В. – инженер-конструктор ПАО «НКМЗ».

ИМех НАНУ – Институт механики им. С. П. Тимошенко Национальной академии наук Украины, г. Киев.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

ПАО «НКМЗ» – Публичное акционерное общество «Новокраматорский машиностроительный завод», г. Краматорск.

E-mail: model@inmech.kiev.ua; donbs_87@mail.ru