CZASOPISMO TECHNICZNE M
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

z. 1-M/2008
ISSN 0011-4561
ISSN 1897-6328

ADAM BAR*, ANDRZEJ ŚWIĄTONIOWSKI**

WPŁYW MODELU TŁUMIENIA W UPLASTYCZNIONYM OBSZARZE PASMA NA CHARAKTER DRGAŃ ŚREDNIOCZĘSTOTLIWOŚCIOWYCH WYSTĘPUJĄCYCH PODCZAS WALCOWANIA BLACH

EFFECT OF A DAMPING MODEL IN BAND PLASTICISED REGION ON THE CHARACTER OF MEDIUM FREQUENCY VIBRATIONS IN SHEET ROLLING

Streszczenie

Podczas procesu walcowania obserwowane są czasami drgania średnioczęstotliwościowe w zakresie 128–256 Hz. Wyjaśnienie fizyczne i model matematyczny tego zjawiska zostały zaproponowane we wcześniejszych pracach, gdzie układ opisano modelem samowzbudno-parametrycznym. Analityczno-numeryczne symulacje nie wyjaśniały jednak niektórych zachowań, jak np. zaburzenia okresowości prowadzące niejednokrotnie do utraty stabilności. W niniejszym artykule przeanalizowano różne modele dyssypacji energii.

Słowa kluczowe: *drgania nieliniowe*, *walcowanie*, *tłumienie*, *chaos*

Abstract

During the rolling process one sometimes observes vibrations with the frequency spectrum in the range 128–256 Hz. The physical principles and the mathematical description of this phenomenon, treated as a self-excited parametric process, have been preliminarily identified and described. However, the approximate analytical-numerical methods used so far have not been capable of fully addressing all the properties of the process taking place, such as the substantial variation of the amplitude and the periodicity perturbations, which can lead to complete destabilization. The paper describes an analysis approach for different models of energy dissipations.

Keywords: *nonlinear vibrations*, *rolling mill*, *damping*, *chaos*

*Dr inż. Adam Bar, Instytut Mechaniki Stosowanej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.
**Dr hab. inż. Andrzej Świątoniowski, prof. AGH, Katedra Urządzeń Technologicznych i Ochrony Środowiska, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

1. Wstęp

Artykuł dotyczy zjawiska drgań średnioczęstotliwościowych (120–250 Hz), jakie pojawiają się niekiedy w trakcie ciągłego walcowania blach w układach walcarek kwarto. Zagadnieniu temu poświęcono liczne prace, z których jako ważną należy wymienić pozycję Tlusty'ego [7]. W wielu artykułach Bara, Nizioła i Świątoniowskiego [1–4], które ukazały się w ostatnich latach wykazano, że zagadnienie ma charakter samowzbudno-autoparametryczny, a różnorodność występujących typów drgań jest związana z różnicami tak parametrów konstrukcji klatek, jak i samego procesu walcowania. Udało się tego dokonać dzięki uwzględnieniu, w przeciwieństwie do innych autorów, inercyjnych właściwości pasma oraz wpływu jego prędkości na kształt różniczkowych równań ruchu. Modele układu walcarek połączonych pasmem, jakie występują w literaturze, oparte są na dobrze mierzalnych (a więc znanych) parametrach. Jedynym wyjątkiem jest opis rozpraszania energii w uplastycznionej części pasma. Ogólnie, dotychczas stosowano podejście zakładające, że siła dyssypacyjna jest proporcjonalna do prędkości odkształceń. Na uwagę zasługuje więc praca Remn-Min Guo [6], w której dokonano próby nieliniowego opisu tego zjawiska.

Prowadzone przez autorów badania pozwoliły wysnuć wniosek, że model rozpraszania energii ma decydujący wpływ na zakres, intensywność, lecz nie na postać drgań. Niniejszy artykuł zawiera porównanie wyników, jakie otrzymano przy różnych modelach reologicznych. Dokonano analizy odpowiedzi z zastosowaniem liniowego oraz dwóch nieliniowych modeli, wykorzystując narzędzia używane przy badaniu chaosu zdeterminowanego. Pozwoliło to przeprowadzić taką obróbkę rozwiązań numerycznych, która dobrze obrazuje jakościowe cechy badanych drgań.

2. Równania ruchu układu

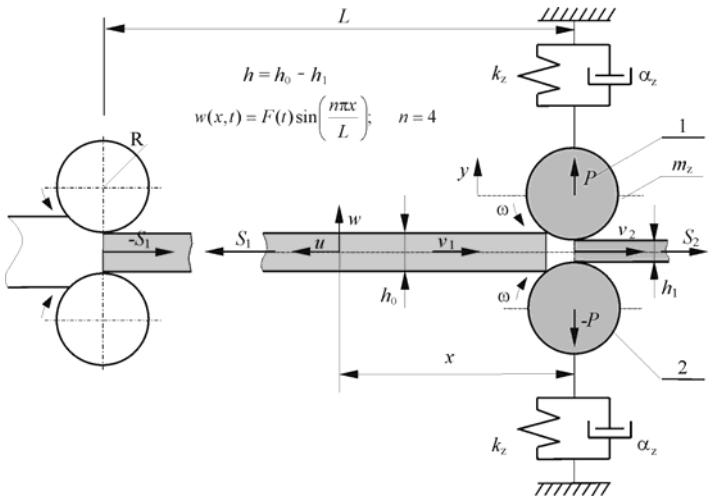
Równania różniczkowe opisujące pionowe drgania walców oraz towarzyszące im poprzeczne drgania pasma zostały wyprowadzone z użyciem modelu fizycznego przedstawionego na rys. 1. Model ten stosowano wcześniej m.in. w pracach [2, 3].

Na rysunku zaciemniono te elementy, którym przypisano bezwładność. Oddziaływanie pasma na walce robocze, wynikające z jego plastycznego odkształcenia opisano znanym związkiem Simsa, podobnie jak w pracy [1]. Uwzględniono dodatkowo, że zmienna x opisująca położenie wybranych poprzecznych przekrojów pasma nie jest zmienną niezależną, lecz na skutek ruchu unoszenia staje się funkcją czasu. Efektem tego jest inny sposób obliczania pochodnych cząstkowych występujących w równaniu poprzecznego ruchu pasma [4]. Przyjmowany wcześniej do obliczeń liniowy model reologiczny Voigta–Kelvina [1–4], opisujący rozproszenie energii w uplastycznionej części pasma, został zastąpiony nieliniową zależnością

$$\sigma_y = \alpha_1 \dot{\varepsilon}_y + \alpha_2 \dot{\varepsilon}_y^3 + K^* \tag{1}$$

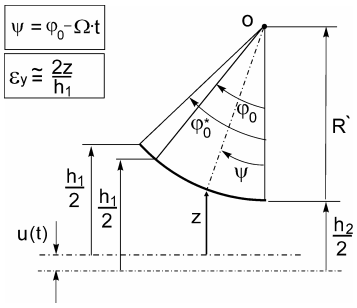
Przez ε_y oznaczono względne odkształcenie w kierunku prostopadłym do prędkości przesuwu pasma, a K^* to zredukowane naprężenie uplastycznienia. Na wielkość siły dyssypacyjnej wpływają dwa pierwsze składniki, określające pionową siłę $\boldsymbol{P}$, wynikającą z wewnętrznego tarcia wiskotycznego w uplastycznionym obszarze blachy.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 1. Model układu
Fig. 1. Model of the system

Sposób wyznaczenia tej siły objaśniono na rys. 2, na którym ruchomą oś walca (O) i nieruchomą (co wynika z przeciwbieżnej formy drgań obu walców roboczych) podłużną oś pasma zastąpiono nieruchomym walcem i przemieszczającym się pionowo o $y(t)$ pasmem. Założono też, że prędkości kątowe walców roboczych (Ω) są stałe i równe sobie.



φ_0 – kąt chwytu przy braku drgań,
φ_0^* – jego wartość po uwzględnieniu pionowego ruchu walców,
ε – względne pionowe odkształcenie,
R – zredukowany promień walca roboczego.
Pozostałe wielkości opisano na rysunku modelu

Rys. 2. Opis geometrii chwytu pasma przez walce robocze
Fig. 2. Description of the bite of work rolls geometry

Przez z oznaczono wysokość połowy pionowego „słupka" pasma o elementarnym polu podstawy, którego położenie określa zmienny w czasie kąt ψ. Wielkość z pozwala określić pionowe odkształcenie względne ε_y w wybranym przekroju poprzecznym pasma, w obszarze chwytu.

Parametry z rys. 2 związane są prostą zależnością wynikającą z geometrii układu

$$\frac{h_2}{2} + R' = R'\cos\psi + z + u = R'\cos\varphi_0 + \frac{h_1}{2} + u \tag{2}$$

Po linearyzacji oraz zastosowaniu (2) i zależności objętych na rysunku ramką obliczono $\dot{\varepsilon}_y$ i φ_0^*

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

$$\varphi_0^* \cong \sqrt{\frac{\Delta h}{R'}}\left(1+\frac{g}{2}\right) \qquad \dot{\varepsilon}_y = \frac{2R'\Omega}{h_1} + \dot{g}(\tau) \tag{3}$$

gdzie:

$g(\tau) = 2u(\tau)/\Delta h$,

$\Delta h = h_1 - h_2$.

Siłę dyssypacyjną D określa zależność

$$D = bR'\int_0^{\varphi_0^*} \sigma_y^d(\psi, \dot{g})d\psi \tag{4}$$

W powyższej zależności naprężenie $\sigma_y^d(\psi, \dot{g})$ zdefiniowane dwoma pierwszymi składnikami związku (1) ma po wstawieniu (3) do (4) postać

$$\sigma_y^d(\psi, \dot{g}) = \alpha_1\left(\frac{2R'\Omega\psi}{h_1} + \dot{g}\right) + \alpha_2\left(\frac{2R'\Omega\psi}{h_1} + \dot{g}\right)^3 \tag{5}$$

Po wykonaniu całkowania i prostych przekształceń siłę D daje się przedstawić w następującej formie

$$D = q_1\dot{g}\left(1+\frac{g}{2r}\right) + q_2\dot{g}\left(1+\frac{g}{2r}\right)^3 + q_3\dot{g}^2\left(1+\frac{g}{2r}\right)^2 + q_4\dot{g}^3\left(1+\frac{g}{2r}\right) \tag{6}$$

Wartości współczynników q_i (i = 1, ..., 4) można obliczyć z zależności

$$\begin{aligned} q_1 &= \alpha_1 b\sqrt{R'h_1 r} \qquad & q_2 &= 4\alpha_2 bR'\Omega^2 r\sqrt{\frac{R'r}{h_1}} \\ q_3 &= 3\alpha_2 bR'\Omega r \qquad & q_4 &= \alpha_2 b\sqrt{R'h_1 r} \end{aligned} \tag{7}$$

gdzie:

b – szerokość pasma,

$r = \Delta h/h_1$ – względna zmiana grubości pasma,

v_1 – prędkość wejścia pasma między walce.

Wyprowadzone w pracy [3] równania różniczkowe pionowego ruchu walca roboczego oraz poprzecznych drgań pasma uzyskują po uwzględnieniu (6) nową postać

$$\begin{gathered} \ddot{g} + \left(2\omega_n\zeta_2 - \frac{p}{2}\right)\dot{g} + \frac{p}{2}g\dot{g} + 2\omega_n^3\zeta_2\dot{g}^3 + \frac{4b\omega_n^3}{a}f^3(1-dg) + \\ + \frac{2}{m\omega_0^2 h_1}\left[q_1\dot{g}\left(1+\frac{g}{2r}\right) + q_2\dot{g}\left(1+\frac{g}{2r}\right)^3 + q_3\dot{g}^2\left(1+\frac{g}{2r}\right)^2 + q_4\dot{g}^3\left(1+\frac{g}{2r}\right)\right] = 0 \\ \ddot{f}_n(\tau) + 2\zeta_1\dot{f}_n(\tau) + n^2[1 - v_0^2 - a\dot{g}_n(\tau)]f_n(\tau) + n^4 bf_n^3(\tau) = 0 \end{gathered} \tag{8}$$

Użyte powyżej oznaczenia zdefiniowane są zależnościami

$$p = \frac{\mu\omega_n^2 a}{d(1+\chi)}; \quad b = \frac{\pi^2 f_0^2}{L^2\varepsilon_0}; \quad a = \frac{v_1\omega_0}{L\varepsilon_0\omega_k^2}; \quad \omega_0 = \frac{EJ\pi^4}{\rho AL^4}$$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

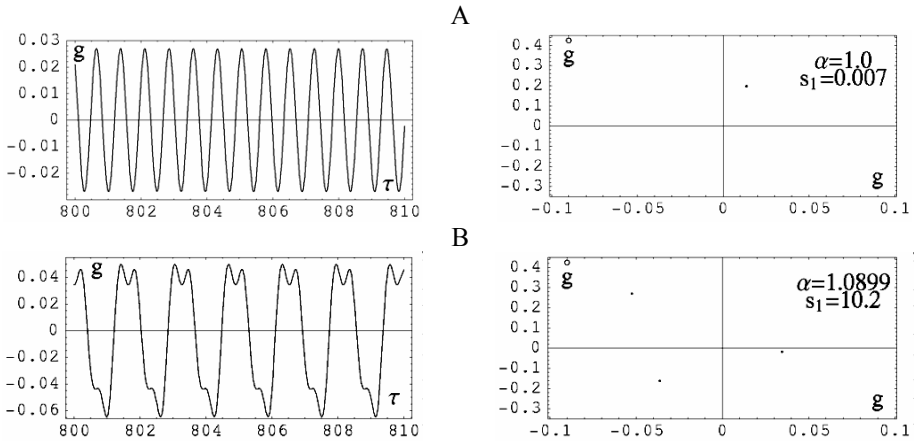
$$\chi = \frac{k_p}{k_z}; \quad \mu = 0{,}7106\frac{E\varepsilon_0}{k^*}; \quad d = \frac{h_2}{2h_0} \tag{9}$$

gdzie ω_k jest częstością własną drgań przeciwbieżnych klatki.

Wyrażenie $g/2r$ występujące w ostatnim składniku pierwszego z równań (8) oraz składnik $pg\,\dot{g}/2$ wynikają z uwzględnienia geometrii chwytu pasma przez walce robocze. Pozostałe wyrażenia zawierające $\dot{g}^2$ i $\dot{g}^3$ są konsekwencją przyjęcia nieliniowego modelu dyssypacyjnego opisanego zależnością (1). Funkcja $f_n(\tau)$ jest bezwymiarowym odpowiednikiem poprzecznego przemieszczenia pasma w strzałce n-tej formy jego drgań. Przemieszczenie to odniesione jest do umownej wartości f_0, którą w artykule przyjęto jako równą 0,01 m. Odkształcenie względne pasma wywołane statycznym, technologicznym naciągiem pasma oznaczono symbolem ε_0. Z kolei k_p i k_z są, odpowiednio, zastępczymi sztywnościami pasma (na ściskanie) oraz klatki. Zgodnie z rys. 1 v_1 jest prędkością wejścia pasma pomiędzy walce.

3. Rezultaty obliczeń

Symulację pionowego ruchu walców przeprowadzono, zakładając dużą prędkość przesuwu pasma v_1 0 (16 m/s–30 m/s), gwarantującą wystąpienie omawianych drgań. Wartości parametrów procesu walcowania przyjęto tak, by odpowiadały występującym w ostatnich klatkach ciągu walcowniczego w czasie jego pracy ciągłej. W trakcie obliczeń zmieniano sztywność klatki ocenianą przez bezwymiarową drugą częstość własną klatki – $\omega_n = \omega_k/\omega_0$ (ω_k – wspomniana częstość mierzona w rd/s, ω_0 – określone zależnością (9) to pierwsza częstość drgań poprzecznych pasma). Wyniki symulacji przedstawiono na rys. 3–6.

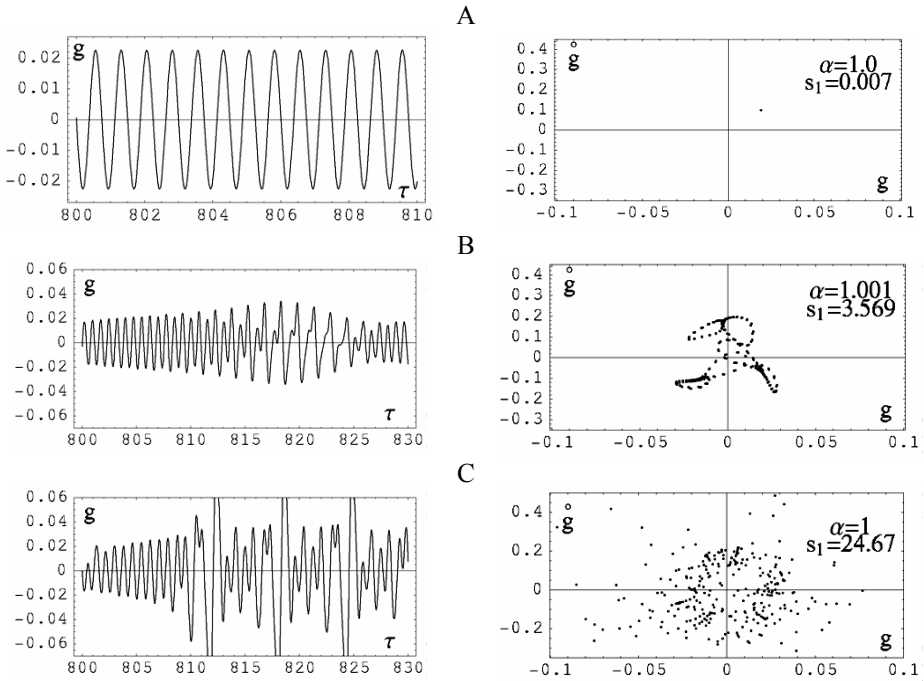


Rys. 3. Typy drgań walców wynikające z zastosowania modelu liniowego: A – drgania jednoczęstotliwościowe, B – drgania 3*T*-okresowe
Fig. 3. Vibration modes of the work roll obtained for a linear damping model: A – periodic-, B – 3*T*-2T/3-periodic

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wykresy zamieszczone na tych rysunkach wykonano, uwzględniając następujące dane: $E\varepsilon_0$ = 120,55 MPa; K^* = 450 MPa; χ = 0,25; h_1 = 0,31 mm; h_2 = 0,11 mm; L = 4 m; $m = 2 \times 10^4$ kg – masa zastępcza zespołu walców.

Należy dodać, że przy wartościach parametrów użytych w pracy pasmo drga z czwartą formą (n = 4).



Rys. 4. Rodzaje drgań walców uzyskane na podstawie modelu nieliniowego: A – drgania jednookresowe, B – drgania prawieokresowe, C – drgania chaotyczne

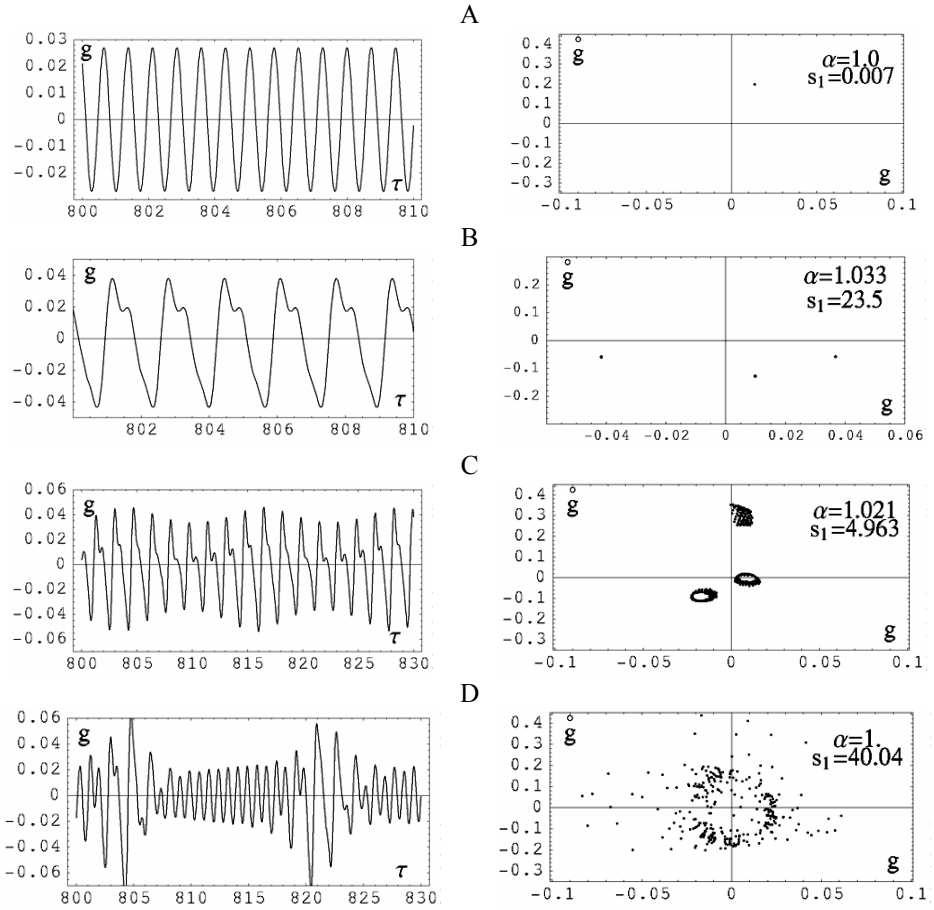
Fig. 4. Vibration modes of the work roll using the classical nonlinear damping model: A – periodic-, B – quasi-periodic-, C – chaotic

Rysunek 3 wykonano na podstawie liniowego modelu tłumienia (w zależność (1) położono α_2 = 0). Na rysunkach 4 i 5 opisano drgania przy założeniu modelu nieliniowego. Rysunek 5 różni się do 4 uwzględnieniem wpływu geometrii chwytu pasma. Przedstawiono na nich obok siebie charakterystyczne przebiegi czasowe drgań walców oraz odpowiadające im przekroje stroboskopowe. Te ostatnie otrzymano, optymalizując, podobnie jak w pracy [3], okres próbkowania tak, by obraz zawierał minimalną liczbę punktów, stając się w przybliżeniu tzw. przekrojem Poincare. Parametr s_1 jest miarą rozproszenia przekroju zdefiniowaną we wspomnianej pracy. Taki przekrój pozwala rozróżniać numerycznie typy występujących drgań. Wykresy pokazują, że otrzymuje się różne obrazy drgań dla różnych sztywności klatek mierzonych częstością ω.

Na rysunkach 6A, B, C przedstawiono obszary powstawania drgań w dziedzinach: bezwymiarowa częstość własna klatki, prędkość przesuwu pasma. Mapa A odpowiada modelowi liniowego tłumienia i jest związana z rys. 3. Pozostałe mapy są wynikiem symulacji

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

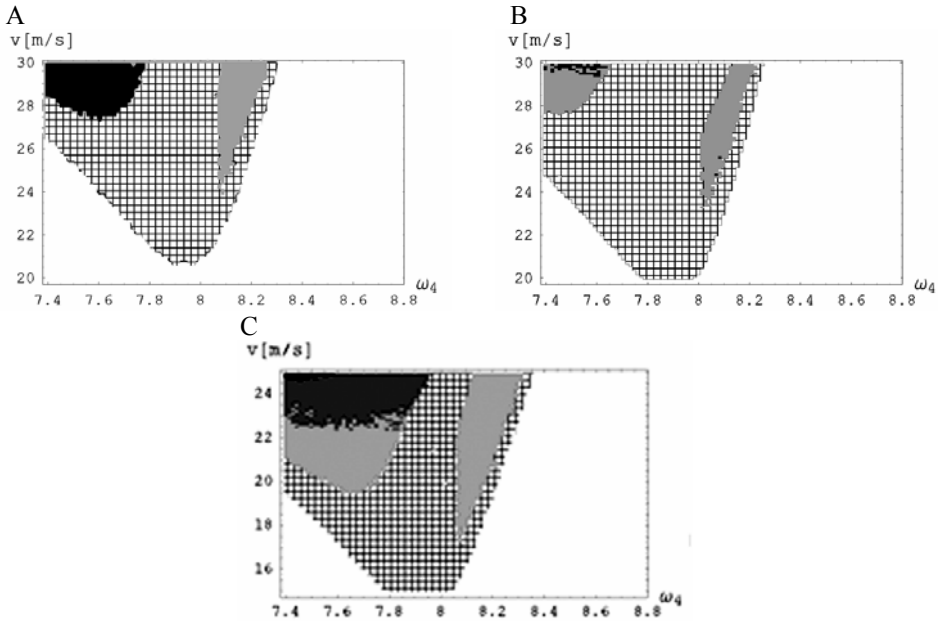
opartej na modelu nieliniowym, odpowiednio, bez uwzględnienia (B) i z uwzględnieniem geometrii chwytu.



Rys. 5. Rodzaje drgań walców otrzymane z zastosowaniem nieliniowego modelu tłumienia, uwzględniającego geometrię chwytu: A – drgania jednookresowe, B – drgania 3*T*-okresowe, C – drgania prawieokresowe, D – drgania chaotyczne

Fig. 5. Vibration modes of the work roll using the classical nonlinear damping model and accounting for the roll bite geometry: A – periodic, B – 3*T*-periodic C – quasi-periodic-, D – chaotic

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 6. Obszary występowania różnych typów drgań: A – tłumienie liniowe, B – tłumienie nieliniowe, C – tłumienie nieliniowe z uwzględnieniem geometrii chwytu. Obrazy zostały wykonane przy naciągu statycznym pasma równym 150,22 MPa oraz przy względnym gniocie $\Delta h/h_2 = 0{,}357$

Fig. 6. Regions of different types of vibration: A – linear damping, B – nonlinear damping, C – nonlinear damping with grip geometry consideration. Static tension 150,22 MPa, average draft (rolling reduction) $\Delta h/h_2 = 0{,}357$

4. Wnioski

Porównanie rysunków pozwala stwierdzić, że drgania chaotyczne (najbardziej zagrażające jakości blachy oraz będące zapowiedzią utraty stateczności) pojawiają się w stosunkowo szerokim zakresie sztywności tylko w reologicznym modelu nieliniowym, uwzględniającym geometrię chwytu pasma przez walce. Drgania te oznaczono na rys. 6 kolorem ciemnoszarym. Tylko taki model pozwala także wyodrębnić zbiór wartości parametrów, przy których następuje utrata stateczności (kolor czarny). Uwzględnienie w analizie nieliniowości tłumienia umożliwia obserwację nowych typów drgań, niewystępujących przy okazji wykorzystania modelu liniowego. Dominacja drgań okresowych jednoczęstotliwościowych identycznego w tym ostatnim (obszar kratkowany na rys. 6A) zostaje ograniczona. Pojawiają się obszary parametrów, przy których generowane są drgania prawieokresowe zaznaczone na rys. 6B i C kolorem jasnoszarym, których przebiegi czasowe i odpowiadające im obrazy stroboskopowe pokazano na rys. 3B i 4C. Gwoli wyjaśnienia, kolor jasnoszary na rys. 6A został przypisany tzw. drganiom 3*T*-okresowym. Na koniec należy stwierdzić, że analiza nieliniowa uwzględniająca geometrię chwytu sugeruje pow-

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

stawanie groźnych drgań chaotycznych już przy prędkościach posuwu rzędu 23 m/s, co potwierdzają obserwacje pracy rzeczywistych układów walcowniczych [7].

Literatura

[1] Bar A., *Changes in rollgap shape in the case of vibrations a four high rolling mill stand*, Jour. of Materials Proc. Technology, Vol. 61, No. 4, 1996, 221-230.

[2] Świątoniowski A., Bar A., *Independence between the rolling speed and non-linear vibration of the mill system*, Jour. of Materials Process. Techn., Vol. 155-156C, 2004, 2116-2121.

[3] Bar A., Bar O., *Types of mid-frequency vibrations appearing during the rolling mill operation*, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 162-163, 2005, 461-464.

[4] Nizioł J., Świątoniowski A., *Numerical analysis of the vertical vibrations of rolling mills and their negative effect on the sheet quality*, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 162-163, 2005, 546-550.

[5] Ott E., *Chaos in Dynamical Systems*, Cambridge Univ. Press 1993.

[6] Remn-Min G., *Material dumping effect in cold rolling process*, Iron and Steel Eng., Vol. 71, No. 12, 1994, 28-35.

[7] Tlusty J., Chandra G., Paton D., *Chatter in cold rolling*, Annals of the CIRP, Vol. 31(1982), 1982, 195-199.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ