

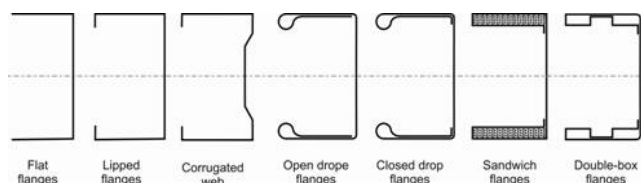
## Wyboczenie sprężyste belek cienkościennych o przekrojach otwartych

*Wyboczenie sprężyste ogólne, postaciowe i miejscowe belek cienkościennych o przekrojach otwartych jest opisane z uwzględnieniem aktualnych osiągnięć w świecie. Wyróżnione trzy rodzaje wyboczeń przedstawiono dla przykładowych belek. Zamieszczono rozwiązania analityczne i numeryczne metodą pasm skończonych (FSM). Wskazano na założenia teorii Vlasova dla prętów cienkościennych i zakres jej stosowania. Zwrócono uwagę na wyboczenie postaciowe pręta, które może mieć istotne znaczenie w projektowaniu konstrukcji.*

### 1. Wprowadzenie

Artykuł powstał w ramach prac wykonanych w projekcie rozwojowym Nr : N R10 0047 06/2009 „Konstrukcja pojazdu szynowego z zastosowaniem najnowszych lekkich materiałów o wysokich parametrach wytrzymałościowych i o minimalnym oddziaływaniu na środowisko naturalne”, dofinansowanym przez NCBiR.

Projektowanie konstrukcji jest procesem złożonym, w którym dąży się do uzyskania najlepszego produktu, np. maszyny, w obszarze rozwiązań dopuszczalnych z uwagi na postawiony cel - kryterium. Obszar rozwiązań dopuszczalnych opisują warunki wytrzymałości, stateczności oraz geometryczne. Podstawowym kryterium w projektowaniu konstrukcji jest zwykle minimum masy, co sprawia, że stają się cienkościennymi. Maszyny lub konstrukcje budowlane złożone są z różnych części. Belki są częściami podstawowymi tych konstrukcji. Znane są powszechnie klasyczne belki np. ceowe lub dwuteowe walcowane na gorąco. Współcześnie wytwarzane są również belki kształtowane na zimno z blach cienkich, których przekroje poprzeczne mogą być dość dowolne. Rozwój kształtowania takich belek ceowych w ostatnich latach pokazano przykładowo na rys.1.



Rys.1. Schematy przekrojów poprzecznych cienkościennych belek ceowych [13]

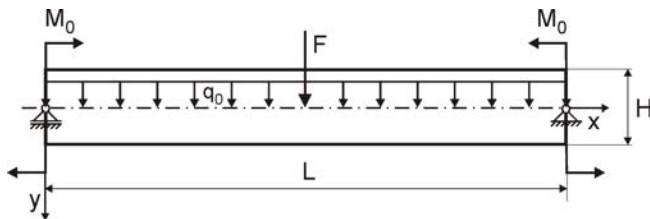
Davies [5], Magnucka-Blandzi i Magnucki [13], Magnucki i Paczos [18] oraz Ostwald i Magnucki [22] wskazali na rozwój kształtowania przekrojów poprzecznych belek cienkościennych. Klasyczny przekrój ceowy z płaskimi półkami i środnikiem (pierwszy

na rys.1) jest znany od lat, a jego produkcja jest znormalizowana. Kolejne dwa przekroje (drugi i trzeci, rys.1) są uogólnieniem klasycznego ceownika. Brzoła swobodne półek obu przekrojów są zagięte, a środnik trzeciego zwanego „sigmą” nie jest płaski. Dalszym doskonaleniem przekrojów belek cienkościennych są półki z zagięciem walcowym - półki kropłowe otwarte lub zamknięte (przekroje czwarty i piąty, rys.1), następnie półki skrzynkowe wypełnione pianką poliuretanową – półki trójwarstwowe (przekrój szósty, rys.1), oraz półki w kształcie podwójnej skrzynki (przekrój siódmy, rys.1). Charakterystyczne ukształtowanie przede wszystkim półek ceowników zwiększa ich odporność na wyboczenie postaciowe i miejscowe. Ważniejsze wyniki badań wytrzymałości i stateczności belek cienkościennych wytwarzanych na zimno opisano w następujących pracach: [2], [3], [6], [7], [6], [9], [14], [15], [16], [18], [19], [23], [24], [26], [27] i [28].

### 2. Wyboczenie ogólne – zwichrzenie

Rozwój teorii stateczności giętno-skrętnej prętów cienkościennych o przekrojach otwartych opisali Weiss i Giżejowski [31]. Wskazali między innymi na prace: H. Wagnera z 1929 roku, A. Ostfelda z 1931 roku, H.F. Bleichów z 1936 roku oraz V.Z. Vlasova z 1936 roku. Zagadnienia wytrzymałości i stateczności prętów cienkościennych opisano w wielu monografiach, ważniejsze z nich w układzie chronologicznym są następujące: Vlasov [32] (1940, 1959), Rutecki [25] (1957), Timoshenko i Gere [29] (1961), Mutermilch i Kociołek [21] (1972), Bažant i Cedolin [1] (1991), Weiss i Giżejowski [31] (1991) oraz Trahair [30] (1993). Zwichrzenie belek, zgodnie z teorią Vlasova, odbywa się z zachowaniem kształtu pierwotnego przekroju poprzecznego. Szczegółowy opis tego zjawiska oraz obciążenia krytyczne przedstawiono w pracach np. [1], [10], [20], [22] i [31]. Belka cienkościenna o długości  $L$  i wysokości  $H$  poddana jest działaniu dwóch momentów  $M_0$  przyłożonych na jej

końcach, lub obciążenia poprzecznego równomiernie rozłożonego na całej długości o intensywności  $q_0$ , lub siły poprzecznej  $F$  przyłożonej w środku jej rozpiętości (Rys.2).



Rys.2. Schemat belki poddanej działaniu trzech różnych obciążeń

Obciążenia krytyczne dla tych trzech oddzielnych przypadków są następujące:

- belka pod działaniem dwóch takich samych momentów  $M_0$  - stan czystego zginania

Moment krytyczny

$$M_{0,KR} = \frac{\pi}{L} \sqrt{EJ_y \left( GJ_t + \frac{\pi^2}{L^2} EJ_\omega \right)}, \quad (1)$$

gdzie:  $E$ ,  $G$  - moduły sprężystości podłużnej i poprzecznej,  $J_y$  - moment bezwładności przekroju względem osi  $y$ ,  $J_\omega$  - wycinkowy moment bezwładności przekroju.

- belka pod działaniem obciążenia poprzecznego rozłożonego równomiernie

Intensywność krytyczna obciążenia

$$q_{0,KR} = \frac{28,45}{L^3} \sqrt{EJ_y \left( GJ_t + \frac{\pi^2}{L^2} EJ_\omega \right)}, \quad (2)$$

- belka pod działaniem siły poprzecznej  $F$  przyłożonej w środku

Siła krytyczna

$$F_{KR} = \frac{17,17}{L^2} \sqrt{EJ_y \left( GJ_t + \frac{\pi^2}{L^2} EJ_\omega \right)}. \quad (3)$$

Stan krytyczny belki w złożonym stanie obciążenia, gdy jednocześnie działa kilka obciążeń opisano w pracach [11] i [20]. W projektowaniu konstrukcji obszary rozwiązań dopuszczalnych określają ograniczenia w postaci nierówności, które formułowane są zwykle z uwzględnieniem naprężeń, zatem warunek stateczności dla zwichrzenia belki np. w czystym stanie zginania ma postać

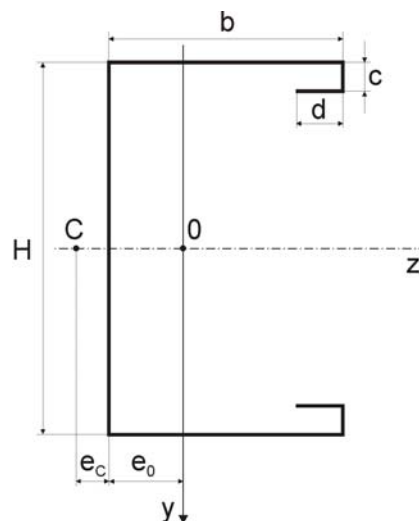
$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_{KR}^{(M_0)}}{c_b}, \quad (4)$$

gdzie:  $\sigma_{KR}^{(M_0)} = \frac{M_{0,KR}}{W_z}$  - naprężenia krytyczne,  $W_z$  -

wskaźnik wytrzymałości przekroju belki na zginanie,  $c_b$  - współczynnik bezpieczeństwa.

Obciążenia krytyczne (1) - (3) maleją ze wzrostem długości  $L$  belki. Wpływ sztywności giętno-skrętnej  $EJ_\omega$  na wartości tych obciążeń również maleje ze wzrostem długości.

Szczegółowe badania numeryczne wykonano dla rodziny stalowych belek cienkościennych o przekroju ceowym z zagiętymi podwójnie krawędziami półek poddanych czystemu zginaniu (Rys.3). Dane: grubość ścianki  $t = 1,2 \text{ mm}$ , wysokość belki  $H = 140 \text{ mm}$ , szerokość  $b = 70 \text{ mm}$ , wymiary zagięcia  $c = 10 \text{ mm}$ ,  $d = 15 \text{ mm}$ , długość belki z przedziału  $50 \text{ mm} \leq L = 3500 \text{ mm}$ , stałe materiałowe  $E = 2.05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ ,  $\nu = 0,3$



Rys.3. Przekrój belek ceowych z zagiętymi krawędziami półek

Właściwości geometryczne przekroju po uwzględnieniu danych są następujące: położenie środka przekroju  $e_0 = 24,7 \text{ mm}$ , położenie środka sił poprzecznych  $e_c = 36,0 \text{ mm}$ , pole powierzchni przekroju  $A = 393,12 \text{ mm}^2$ , geometryczna sztywność na skręcanie  $J_t = 188,7 \text{ mm}^4$  momenty bezwładności  $J_y = 28,645 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$ ,  $J_z = 130,076 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$ ,  $J_\omega = 1170,0 \cdot 10^6 \text{ mm}^6$ . Wartości naprężeń krytycznych  $\sigma_{KR}^{(M_0, Anal)}$  zwichrzenia belki wyznaczone analitycznie (4) dla różnych długości  $L$  zamieszczono w tabelicy 1.

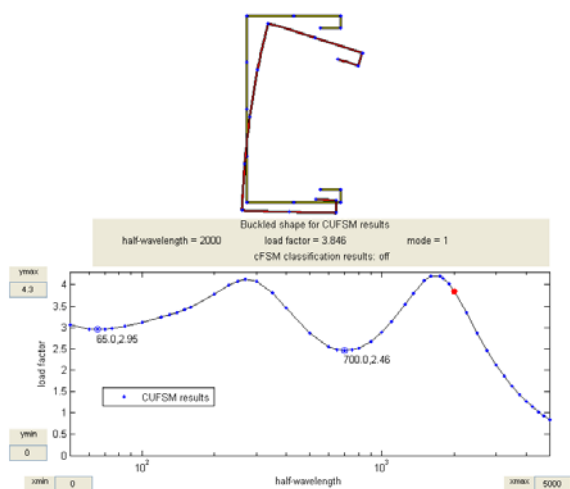
Zwichrzenie belki badano również numerycznie metodą pasm skończonych (system CUFSM – B. Schafer). Podstawy matematyczne tej metody przedstawili Cheung i Tham [4]. Wartości naprężeń

Tablica 1. Wartości naprężeń krytycznych zwichrzenia belki

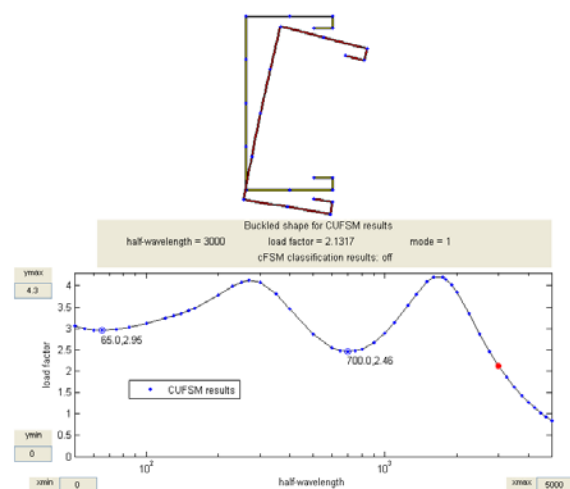
$L$ [mm]	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500
$\sigma_{KR}^{(M_0, Anal)}$ [MPa]	500,2	396,5	322,3	267,5	225,7	193,2	167,4
$\sigma_{KR}^{(M_0, FSM)}$ [MPa]	384,6	334,7	287,4	246,8	213,2	185,4	162,5

krytycznych  $\sigma_{KR}^{(M_0, FSM)}$  obliczone tą metodą zamieszczono w Tablicy 1 oraz na rys.4. Różnice między wartościami naprężeń krytycznych wyznaczone dwoma metodami analityczną i numeryczną maleją ze wzrostem długości belki. Założenie o niezmienności kształtu przekroju poprzecznego w opisie teoretycznym (teoria Vlasova) jest słuszne dla belek długich. Zmniejszając długość belki kształt pierwotny przekroju podczas zwichrzenia ulega zmianie (Rys.4), zatem wartości naprężeń krytycznych wyznaczone na podstawie rozwiązania analitycznego są wyższe.

- a) znacznie zdeformowany przekrój poprzeczny belki, długość  $L = 2000$  mm



- b) nieznacznie zdeformowany przekrój poprzeczny belki, długość  $L = 3000$  mm



Współrzędne wykresów na tym rysunku oznaczają: oś odciętych (współrzędna logarytmiczna) – długość półfali wybożenia [mm], oś rzędnych – bezwymiarowy współczynnik obciążenia-naprężenia krytycznego. Punkt czerwony na krzywej oznacza wybrany stan krytyczny belki, dla którego pokazana jest postać wybożenia.

### 3. Wyboczenie postaciowe

Cienkościenna belka zginana oprócz zwichrzenia może utracić stateczność przez wyboczenie postaciowe. Półka ściskana i środek wybożą się zmieniając kształt pierwotny przekroju. Szczegółowy opis analityczny tego wyboczenia przedstawiono w pracach [11] i [13]. Korzystając z zasady stacjonarności całkowitej energii potencjalnej wyznaczono naprężenia krytyczne wyboczenia postaciowego dla belek cienkościennych [11], które zapisano

$$\sigma_{KR}^{(Dist-Anal)} = \min_{m,r} \left\{ \frac{f_{\epsilon}^{(fp)} + f_{\epsilon}^{(fb)} + f_{\epsilon}^{(w)}}{f_{\sigma}^{(f)} + f_{\sigma}^{(w)}} \right\} E, \quad (5)$$

$$f_{\epsilon}^{(fp)} = \frac{\pi^2}{12(1-\nu^2)} \left( \frac{t}{b} \right)^2 \frac{r^2}{2} \left\{ \left( X_1 + \frac{1}{X_1} \right)^2 - \frac{\sin(2\pi r)}{2\pi r} \left[ \left( X_1 - \frac{1}{X_1} \right)^2 + 4\nu \right] \right\},$$

$$f_{\epsilon}^{(fb)} = (\pi r)^2 \left[ \frac{1}{2(1+\nu)} \frac{J_t^{(b)}}{b^3 t} \cos^2(\pi r) + \frac{J_z^{(b)}}{b^3 t} X_1^2 \sin^2(\pi r) \right], \quad X_1 = \frac{m}{r} \frac{b}{L},$$

$$f_{\epsilon}^{(w)} = \frac{\pi^2}{12(1-\nu^2)} \left( \frac{t}{a} \right)^2 \left( \frac{r}{2} \right)^2 \left( 5X_2^2 + 4 + \frac{5}{4X_2^2} \right) \left( \frac{a}{b} \right)^3, \quad X_2 = m \frac{a}{L},$$

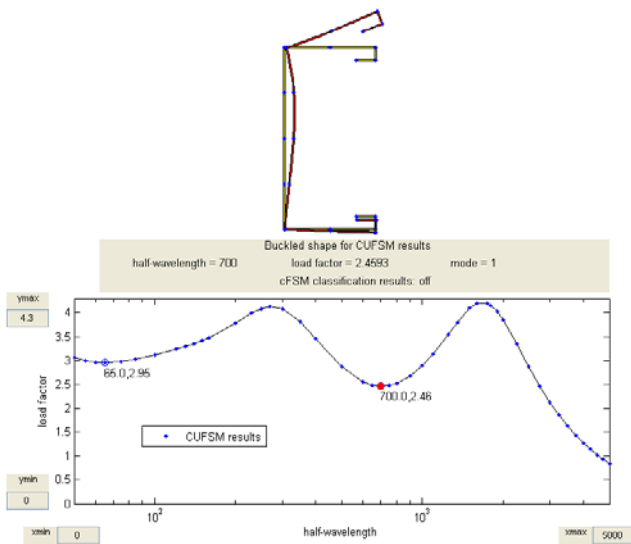
$$a = \frac{1}{2}(H-t)$$

$$f_{\sigma}^{(f)} = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{\sin(2\pi r)}{2\pi r} \right) + \left( 1 - \frac{c}{2a} \right) \frac{A_b}{bt} \sin^2(\pi r), \quad f_{\sigma}^{(w)} = \frac{128}{9\pi^2} \left( \frac{a}{b} \right)^3 \left( \frac{r}{2} \right)^2$$

$$J_t^{(b)} = \frac{1}{3} t^3 (c+d), \quad J_z^{(b)} = \frac{1}{12} c^2 t (c+6d), \quad A_b = t(c+d),$$

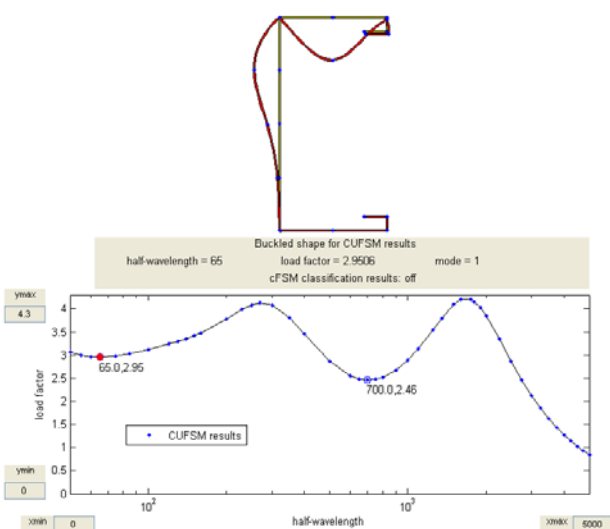
$$m = 1, 2, \dots, \quad r \rightarrow 0.$$

Wartość tych naprężeń krytycznych dla przyjętej rodziny belek o przekroju (rys.3) wynosi  $\sigma_{KR}^{(Dist-Anal)} = 247.7$  MPa. Wyboczenie postaciowe belek zbadano również metodą pasm skończonych (rys.5), a wartość naprężenia krytycznego  $\sigma_{KR}^{(Dist-FSM)} = 245.9$  MPa.



Rys.5. Wyboczenie postaciowe z wygięciem krawędzi półki – metoda pasm skończonych.

Przemieszczenia półki i środka belki w tym przypadku są sprzężone, krawędź wspólna - krawędź połączenia obu części obraca się o pewien kąt, natomiast kąt między nimi pozostaje niezmienny. Podobne wyboczenie sprzężone półki i środka z obrotem wspólnej krawędzi występuje dla tych belek, co pokazano na rysunku 6. Zagięte podwójnie krawędzie półek pełnią funkcję podpór zachowując pierwotny kształt prostoliniowy. Kształtując odpowiednio zagięcia krawędzi półek można sterować postacią wyboczenia oraz wartościami naprężeń-obciążań krytycznych. Efektywne kształtowanie przekrojów poprzecznych belek cienkościennych przedstawiono przykładowo w pracach [11, 12, 13, 16, 17, 18, 22].



Rys.6. Wyboczenie postaciowe bez wygięcia krawędzi półki – metoda pasm skończonych.

Naprężenia krytyczne belki dla obu tych przypadków wyboczenia postaciowego wyznaczone metodą pasm skończonych wynoszą:  $\sigma_{KR-1}^{(Dist-FSM)} = 245,9 MPa$  przy długości półfali wygięcia  $L_f = 700 mm$  (rys.5),  $\sigma_{KR-2}^{(Dist-FSM)} = 295,1 MPa$  przy długości półfali  $L_f = 65 mm$  (rys.6).

#### 4. Wyboczenie miejscowe

Półki i środek belki ceowej mogą również utracić stateczność niezależnie od siebie przez wyboczenie miejscowe. Każda z tych części w prostym modelowaniu jest płytą prostokątną obciążoną odpowiednio w swej płaszczyźnie. Zatem, naprężenia krytyczne, które wynikają z klasycznych rozwiązań dla płyt prostokątnych [1], [29], zapisano:

- płyta prostokątna na czterech brzegach przegubowo podparta i poddana równomiernemu ścisnaniu wzdłuż długości – półki z zagiętymi krawędziami

$$\sigma_{KR}^{(B-4)} = k_4 \frac{\pi^2}{12(1-\nu^2)} E \left( \frac{t}{b} \right)^2, \quad k_4 = 4, \quad (6)$$

gdzie  $t$ ,  $b$  - grubość, szerokość płyty.

- płyta prostokątna na trzech brzegach przegubowo podparta, czwartym swobodnym i poddana równomiernemu ścisnaniu wzdłuż długości – półki bez zagiętych krawędzi

$$\sigma_{KR}^{(B-3)} = k_3 \frac{\pi^2}{12(1-\nu^2)} E \left( \frac{t}{b} \right)^2, \quad k_3 = \frac{6}{\pi^2} (1-\nu) + \left( \frac{b}{L} \right)^2. \quad (7)$$

- płyta prostokątna na czterech brzegach przegubowo podparta i poddana liniowo zmiennemu ścisnaniu wzdłuż długości – środek

$$\sigma_{KR}^{(B-3)} = k_L \frac{\pi^2}{12(1-\nu^2)} E \left( \frac{t}{b} \right)^2, \quad k_L = 24. \quad (8)$$

Wartości naprężeń krytycznych wyznaczone z wyrażeń (6) – (8) są niższe od rzeczywistych.

#### 5. Zakończenie

Ograniczenia formułowane w projektowaniu belek cienkościennych wytwarzanych na zimno są liczniejsze niż dla klasycznych belek walcowanych na gorąco. Oprócz warunków wytrzymałości oraz zwłoczenia belki niezbędne jest zbadanie numeryczne wyboczenia postaciowego oraz lokalnego. Wartości naprężeń krytycznych mogą różnić się znacznie między sobą. Kształt zagięć brzegów półek oraz proporcje grubości do szerokości półek lub środka mają decydujący wpływ na postacie wyboczenia i wartości naprężeń krytycznych.



## Literatura

- [1] Bažant Z.P., Cedolin L., *Stability of structures*, Oxford University Press, New York, Oxford, 1991.
- [2] Camotim D., Silvestre N., Basaglia C., Bebiano R., *GBT-based buckling analysis of thin-walled members with non-standard support conditions*. *Thin-Walled Structures*, 46, 800-815, 2008.
- [3] Cheng Y., Schafer B.W., *Simulation of cold-formed steel beams in local and distortional buckling with applications to the direct strength method*, *Journal of Constructional Steel Research*, 63, 581-590, 2007.
- [4] Cheung Y.K., Tham L.G., *Finite strip method*, CRC Press, Boca Raton, Boston, London, New York, Washington, 1998.
- [5] Davies J.M., *Recent research advances in cold-formed steel structures*. *Journal of Constructional Steel Research*, 55, 267-288, 2000.
- [6] Gonçalves R., Grogneć P.L., Camotim D., *GBT-based semi-analytical solutions for the plastic bifurcation of thin-walled members*. *International Journal of Solids and Structures*, 47, 34-50, 2010.
- [7] Hancock G.J., *Design for distortional buckling of flexural members*. *Thin-Walled Structures*, 27(1), 3-12, 1996.
- [8] Hancock G.J., *Cold-formed steel structures*. *Journal of Constructional Steel Research*, 59, 473-487, 2003.
- [9] Li L., Chen J., *An analytical model for analysis distortional buckling of cold-formed steel sections*. *Thin-Walled Structures*, 46, 1430-1436, 2008.
- [10] Magnucka-Blandzi E., *Critical state of a thin-walled beam under combined load*. *Applied Mathematical Modelling*, 33, 3093-3098, 2009.
- [11] Magnucka-Blandzi E., Magnucki K., *Effective design of cold-formed thin-walled beams with bent edges of flanges*. In: Batista E., Vellasco P., de Lima L. (Eds.), *International Colloquium on Stability and Ductility of Steel Structures, SDSS'Rio 2010, Vol.2, Rio de Janeiro, Brazil, 977-984, 2010*.
- [12] Magnucka-Blandzi E., *Effective shaping of cold-formed thin-walled channel beams with double-box flanges in pure bending*. *Thin-Walled Structures*, 2010 (w druku).
- [13] Magnucka-Blandzi E., Magnucki K., *Buckling, and optimal design of cold-formed thin-walled beams: Review of selected problems*. *Thin-Walled Structures*, 2010 (w druku).
- [14] Magnucki K., Szyć W., *Wytrzymałość materiałów w zadaniach. Pręty, płyty i powłoki obrotowe*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, Poznań 2000.
- [15] Magnucki K., Zawodny P., *Global and local elastic buckling of thin-walled channels beams with sandwich flanges*. *Proc. 5<sup>th</sup> Intl Conference on Thin-Walled Structures, Vol.2, M. Mahendran (Editor) Queensland University of Technology, Brisbane Australia, ICTWS, 1025-1032, 2008*.
- [16] Magnucki K., Ostwald M., *Optimal design of selected open cross sections of cold-formed thin-walled beams*, Publishing House of Poznan University of Technology, Poznan, Poland, 2005.
- [17] Magnucki K., Zawodny P., Malinowski M., *Optimal design of thin-walled beams with sandwich flange, The Third Intl Conf. on Structural Engineering, Mechanics and Computations, Cape Town, South Africa, SEMC, 367-368, 2007*.
- [18] Magnucki K., Paczos P., *Theoretical shape optimization of cold-formed thin-walled channel beams with drop flanges in pure bending*. *Journal of Constructional Steel Research*, 65, 1731-1737, 2009.
- [19] Magnucki K., Paczos P., Kasprzak J., *Elastic buckling of cold-formed thin-walled channel beams with drop flanges*. *Journal of Structural Engineering*, 136 (7), 886-896, 2010.
- [20] Mohri F., Bouzerira C., Potier-Ferry M., *Lateral buckling of thin-walled beam-column elements under combined axial and bending loads*. *Thin-Walled Structures*, 46, 290-302, 2008.
- [21] Mutermilch J., Kociołek A., *Wytrzymałość i stateczność prętów cienkościennych o przekrojach otwartych*. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1972.
- [22] Ostwald M., Magnucki K., *Optymalne projektowanie belek cienkościennych walcowanych na zimno o przekrojach otwartych*. Politechnika Poznańska, Comprint, Poznań 2008.
- [23] Paczos P., Wasilewicz P., Magnucki K., *Experimental investigations of local-elastic buckling of cold-formed thin-walled beams*. *Proceedings of the 5-th International Conference on Advances in Steel Structures, Vol. III, Research Publishing, Singapore, Chennai, 473-478, 2007*.
- [24] Pala M., "A new formulation for distortional buckling stress in cold-formed steel members". *Journal of Constructional Steel Research*, 62, 716-722, 2006.
- [25] Rutecki J., *Wytrzymałość konstrukcji cienkościennych*. PWN, Warszawa 1957.
- [26] Schafer B. W., *Local, distortional, and Euler buckling of thin-walled columns*. *Journal of Structural Engineering*, 128(3), 289-299, 2002.
- [27] Silvestre N., Camotim D., *Distortional buckling formulae for cold-formed steel C- and Z-section members. Part I – derivation*. *Thin-Walled Structures*, 42, 1567-1597, 2004.
- [28] Silvestre N., Camotim D., *Distortional buckling formulae for cold-formed steel C- and Z-section members. Part II – validation and application*. *Thin-Walled Structures*, 42, 1599-1629, 2004.
- [29] Timoshenko S.P., Gere J.M., *Theory of elastic stability*, McGraw-Hill, New York, 1961.
- [30] Trahair N.S., *Flexural-torsional buckling of structures*. F&FN Spon, an imprint of Chapman & Hall, London, Glasgow, New York, Tokyo, Melbourne, Madras, 1993.
- [31] Weiss S., Giżejowski M., *Stability of metal constructions*, Arkady, Warszawa 1991.
- [32] Влафов В. З., *Тонкостенные опорные конструкции*. Физ-мат-лит, Москва, 1940, 1959.

## **Analiza możliwości rozszerzenia zakresu stosowania hamulca klockowego w modernizowanych i nowych pojazdach trakcyjnych**

*W najbliższej przyszłości hamulce tarczowe i klockowe będą nadal podstawową formą układów hamulcowych sterowanych pneumatycznie w trakcyjnych pojazdach szynowych. Hamulce tarczowe pozostaną przede wszystkim hamulcami realizującymi duże moce hamowania. W pojazdach o prędkościach maksymalnych 120 km/h oraz w ściśle określonych warunkach brzegowych na większe prędkości, hamulec klockowy jest nadal interesujący ze względu na niskie koszty produkcji i niskie koszty eksploatacji. W artykule przedstawiono czynniki mające wpływ na zakres stosowalności hamulca klockowego w aspekcie cieplnych uszkodzeń kół oraz warunki brzegowe jego stosowania, dla różnych rodzajów materiałów wstawek hamulca klockowego.*

### **1. Wstęp**

Aktualnie i w najbliższej przyszłości układ hamulca pneumatycznego w pojazdach trakcyjnych komunikacji regionalnej i dalekobieżnej, a z całą pewnością w pociągach ciągniętych przez lokomotywy nie będzie mógł być zastąpiony w pełni innymi układami. Sprężone powietrze, jako medium, jest konieczne nie tylko do wytworzenia siły hamowania, ale również jest używane w klasycznym wykonaniu hamulca pneumatycznego jako czynnik sterowania hamulcami w całym pociągu. Szczególnie w długich pociągach z powodu skończonych prędkości rozchodzenia się fali hamowania w przewodzie głównym, powstają problemy wynikające z coraz późniejszego wejścia do pracy hamulców wzdłuż pociągu, co prowadzi do wydłużenia drogi hamowania, a dla małych prędkości pociągu do pojawienia się znacznych sił wzdłużnych, które powodować mogą niejednokrotnie uszkodzenia wagonów oraz wykolejenia. Eliminowanie tych wad realizowane jest od dawna przez zastosowanie w hamulcach UIC nastawienia „pospieszny”, „osobowy” czy „towarowy” (w zależności od potrzeb eksploatacyjnych), albo przez zastosowanie hamulców sterowanych elektrycznie (hamulce EP w zespołach trakcyjnych i pociągach na duże prędkości). Współczesne pojazdy trakcyjne są dzisiaj często dodatkowo wyposażane w hamulec elektrodynamiczny (ED), aby:

- ograniczyć stosowanie hamulców ciernych sterowanych pneumatycznie tak, by zmniejszyć zużycie par ciernych (wstawek hamulca klockowego, powierzchni tocznej kół lub okładzin ciernych i tarcz hamulcowych) poprzez zmniejszenie do minimum energii rozpraszanej przez te układy,

- odzyskana energia podczas hamowania (z energii kinetycznej) mogła być wykorzystana do napędu innych pojazdów lub innych odbiorników energii.

Dzięki zastosowaniu hamulca ED zwiększa się wielokrotnie żywotność par ciernych, a co za tym idzie zmniejszają się bardzo istotnie koszty eksploatacji.

Mimo powszechnego stosowania elektropneumatycznych i elektrodynamicznych układów hamulca, z hamulca pneumatycznego nadal nie można zrezygnować ze względów bezpieczeństwa. Nie tylko dlatego, że awaria tych hamulców nie jest wykluczona, ale również dlatego, że względnie proste jest wykazanie właściwego bezpieczeństwa pojazdu z hamulcem ciernym sterowanym pneumatycznie w ramach sprawdzonych od lat i wymaganych dzisiaj warunków dopuszczenia pojazdów do ruchu.

Hamulec cierny sterowany pneumatycznie jest sprawdzonym i przewidywalnym systemem hamulca, zapewniającym wysoki stopień bezpieczeństwa pociągu w hamowaniach służbowych, nagłych, uruchamianych w nagłych przypadkach przez pasażerów i wymuszonych innymi układami (SHP, czuwak czy radiostop). Ten typ hamulca stosowany jest również we wszystkich liniowych lub manewrowych lokomotywach jako dobrze stopniujący się hamulec bezpośredniego działania (hamulec dodatkowy).

Klasyczną formą hamulca sterowanego pneumatycznie jest hamulec klockowy, który na początku rozwoju kolejnictwa był stosowany w postaci klocków drewnianych, jednak już od dawna z powodu niewystarczającej odporności na temperaturę i niskie współczynniki tarcia na „mokro” został zastąpiony

klockami żeliwnymi. W trakcie wielu dziesiątków lat eksploatacji zwiększano odporność na zużycie klocków (wstawek) żeliwnych poprzez podniesienie zawartości fosforu. Dalsze poszukiwania wstawek o małym zużyciu (wyższej żywotności eksploatacyjnej) i o bardziej stałym przebiegu współczynnika tarcia w funkcji prędkości, stały się powodem rozwoju w drugiej połowie XX wieku wielu rodzajów klocków z tworzyw kompozytowych i ze spieków. Znalazły one szerokie zastosowanie w pojazdach szynowych, jakkolwiek budziły na początku wiele wątpliwości i zastrzeżeń, które wynikały przede wszystkim z konieczności wdrożenia nieco innej techniki prowadzenia pociągów zbliżonej do tej jaką stosować trzeba dla hamulca tarczowego. Wstawki z tworzyw kompozytowych są powszechnie stosowane od wielu lat w pojazdach trakcyjnych i wagonach osobowych z kołami obřeczowanymi dla niedużych prędkości i nacisków na oś (do 120 km/h i do 16 ton) jak lokomotywy manewrowe, zespoły trakcyjne np. S-Bahn w DB, wagony osobowe Federacji Rosyjskiej, a ostatnio są wdrażane w całej Europie również w wagonach towarowych z kołami całowalcowanymi dla prędkości maksymalnej 120 km/h i nacisków na oś zestawu kołowego 22,5 tony. Wagony z tymi wstawkami eksploatowane są w każdych warunkach klimatycznych, a wieloletnie doświadczenia kolei europejskich w stosowaniu wstawek kompozytowych stało się podstawą do opracowania przez podkomisję hamulcową UIC (5T „Hamulce”) obowiązujących wytycznych do bezpiecznego eksploatowania tych wstawek [1] ze względu na większe podobieństwo zachowania się wstawek kompozytowych do hamulca tarczowego niż do hamulca klockowego ze wstawkami żeliwnymi eksploatowanymi dotychczas (w zakresie parametrów trybologicznych i ze względu na zachowanie się w okresie zimy). Głównym powodem wdrażania do wagonów towarowych wstawek z tworzyw kompozytowych jest konieczność zredukowania hałasu pojazdów szynowych (pociągów). Rozwiązanie to znalazło duże zainteresowanie jako rozwiązanie alternatywne w stosunku do hamulca tarczowego, gdyż oba rozwiązania w równym stopniu skutecznie eliminują hałas toczenia i hamowania pojazdu, przy czym hamulec klockowy jest bardziej interesujący ze względu na bardzo niskie koszty produkcji i eksploatacji. Mimo to hamulec tarczowy jest dzisiaj dominującą formą budowy hamulca w wagonach osobowych i pojazdach trakcyjnych wszędzie tam, gdzie wymagane są bardzo duże moce hamowania, które występują w taborze dalekobieżnym, poruszającym się z prędkościami 160, 200 km/h i więcej.

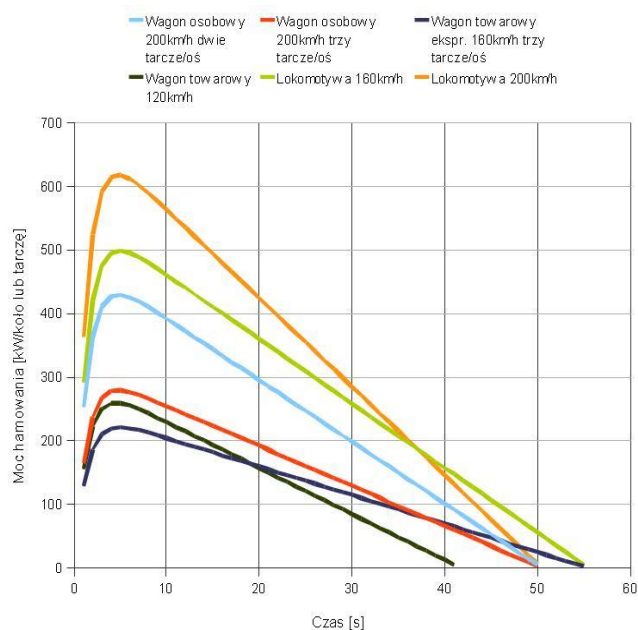
## 2. Obciążenia cieplne i mechaniczne hamowanego koła

W procesie hamowania pojazdu zamieniana jest jego energia kinetyczna w inne postaci energii w celu zmniejszenia jego prędkości lub zatrzymania.

W układach ciernych hamulca przede wszystkim na następujące postaci energii:

- ciepło
- odkształcenia sprężyste i plastyczne
- drgania
- nośność hydrodynamiczną
- przenikanie i pochłanianie molekuł par ciernych
- topnienie,
- rekrytalizację
- rozpad i powstawanie związków chemicznych zarówno na powierzchni tarcia jak i w głębi materiałów par ciernych itp.

Im większy jest udział energii cieplnej w stosunku do innych rodzajów energii w rozpraszanej energii pojazdu podczas hamowania, tym para cierna ma mniejsze zużycie. Zdecydowana większość energii pojazdu w procesie hamowania jest zamieniana na energię cieplną. Energia ta rozpraszana jest w skończonym czasie (hamowania), prowadząc do powstania dużych mocy hamowania realizowanych przez parę cierną. Na rys.1 pokazano przykładowe przebiegi chwilowych mocy hamowania dla różnych pojazdów szynowych podczas hamowania nagłego (do zatrzymania) realizowane przez jedno koło lub tarczę.



Rys.1 Poglądowy przebieg chwilowych mocy hamowania przypadających na jedną tarczę lub koło w funkcji czasu hamowania dla różnych pojazdów szynowych (dla hamowań do zatrzymania ze stałym maksymalnym opóźnieniem).

Powstałe w tym procesie ciepło dzieli się na dwa główne strumienie: wpływający do koła i do wstawki (lub tarczy i okładziny).

Współczynnik rozdziału strumienia cieplnego dla koła hamowanego wstawką hamulca klockowego wynosi szacunkowo[2]:



$$\alpha_k = \frac{1}{1 + \frac{A_{klocka}}{A_k} \sqrt{\frac{\lambda_{kl} \cdot \gamma_{kl} \cdot c_{kl}}{\lambda_k \cdot \gamma_k \cdot c_k}}} \quad (1)$$

gdzie:  $A_{klocka}$  – powierzchnia tarcia klocka (wstawki),  
 $A_k$  – powierzchnia współpracy koła z klockiem,  
 $\lambda, \gamma, c$  – przewodność cieplna, masa właściwa i ciepło właściwe odpowiednio materiału klocka i koła.

Dla parametrów geometrycznych i cieplnych hamulca klockowego żeliwnego lub ze spieków współczynnik  $\alpha_k$  wynosi około 0,7; to znaczy, że około 70% energii cieplnej wpływa do koła (a około 30% do wstawki i do otoczenia). Dla hamulca klockowego kompozytowego (z tworzyw sztucznych), przede wszystkim ze względu na mniejszy współczynnik przewodności  $\lambda_{kl}$  wstawki, współczynnik  $\alpha_k$  może wynosić nawet około 0,9.

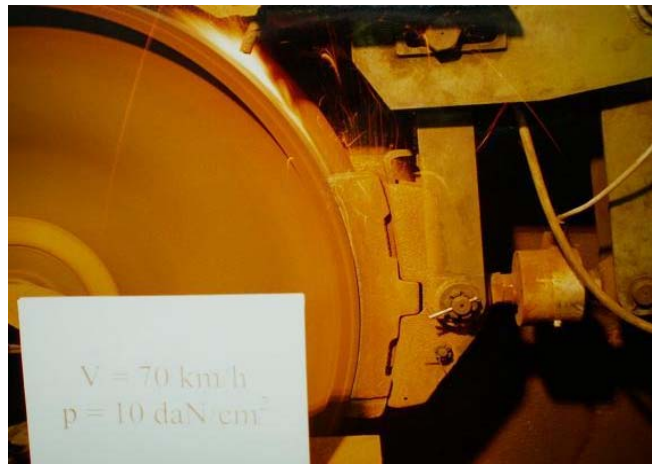
Wstawka z żeliwa (szczególnie niezbyt zużyta o dużej grubości), nagrzewając się na niewielką głębokość podczas pierwszych kilkudziesięciu sekund hamowania, doznaje odkształcenia na skutek pojawiającego się gradientu temperatury w kierunku jej grubości, który powoduje wewnętrzne naprężenia termiczne. Na skutek tego powstaje odkształcenie wstawki powodujące bardzo istotne zmniejszenie powierzchni rzeczywistego kontaktu wstawki z kołem. Na rys.2 pokazano fotografię powierzchni tarcia wstawki żeliwnej po hamowaniach nagłych, na której widać wyraźne zmniejszenie się rzeczywistej powierzchni kontaktu i ślady uplastyczniania się materiału w środkowej części wstawki na skutek bardzo wysokich temperatur.

W kole natomiast powstający gradient temperatury w głąb materiału koła prowadzi do wytworzenia się ściskających naprężeń termicznych na jego powierzchni. Naprężenia te (dla bardzo dużych prędkości i dużych opóźnień pojazdu) mogą osiągnąć wartość ponad 400 N/mm<sup>2</sup> [4].



Rys.2 Powierzchnia wstawki żeliwnej po próbach hamowania nagłego

Odształcenie wstawki prowadzi do zwiększenia jednostkowego strumienia ciepłego (kW/cm<sup>2</sup>) wpływającego zarówno do wstawki jak i do koła. Prowadzi to do powstania miejscowych wysokich temperatur na powierzchni tocznej kół, co w powiązaniu z dużą twardością żeliwa prowadzącą do pojawienia się zjawiska zogniskowanej niestabilności termosprężystej powoduje powstawanie tzw. miejscowych przegrzań – hot spot. W takiej sytuacji miejscowe temperatury na powierzchniach ciernych wstawki i koła mogą przekraczać 1000°C co prowadzi do nadmiernych zużyć pary cierniej. Pojawienie się tak wysokich temperatur wywołuje również intensywne iskrzenie, a niekiedy nawet zapłon produktów zużycia, co powodować może pożary terenów przytorowych. Zjawisko iskrzenia i zapłonu produktów zużycia wstawki żeliwnej podczas badań na stanowisku bezwładnościowym pokazano na fotografii rys 3.



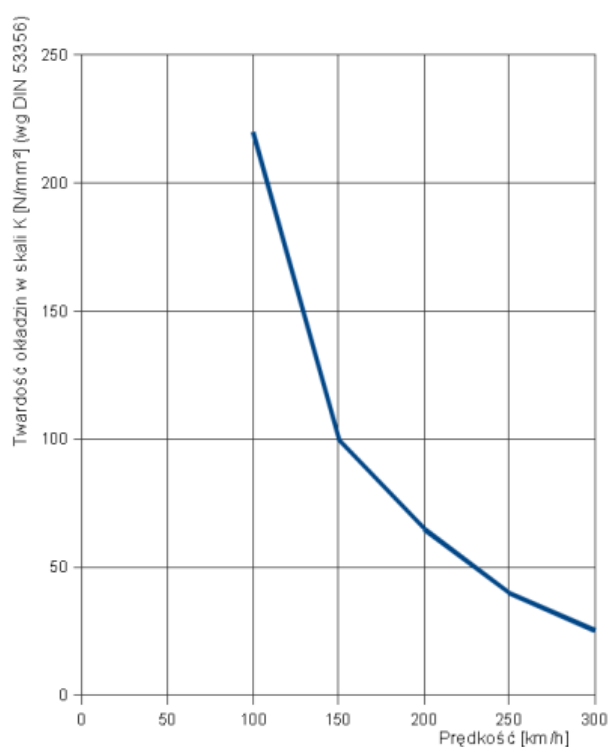
Rys.3 Zapłon produktów zużycia na skutek zogniskowanej niestabilności termosprężystej wstawki żeliwnej podczas hamowania nagłego (prędkość początku hamowania 70 km/h, nacisk jednostkowy 10 daN/cm<sup>2</sup>, masa 12 t/koło)

Wstawki ze spieków i z materiałów kompozytowych (na bazie tworzyw sztucznych) nie odkształcają się tak jak wstawki żeliwne, lepiej współpracują z powierzchnią toczną koła, a przy właściwie dobranych parametrach ich materiału np. twardości, modułu odkształcenia postaciowego, zużycia, przewodności cieplnej itd. nie wywołują zjawiska zogniskowanej niestabilności termosprężystej koła, dzięki czemu temperatury miejscowe i ich gradienty w kole są dużo niższe podczas hamowania w porównaniu ze wstawkami z żeliwa i nie stwarzają zagrożenia pożarowego. Przykładową zależność granicznej twardości okładziny kompozytowej w funkcji prędkości pojazdu nie powodującej zogniskowanej niestabilności termosprężystej pokazano na rys.5 [3]. Na rys.4 pokazano koło i wstawki ze spieków podczas badań na stanowisku bezwładnościowym pary cierniej przeznaczonej dla modernizowanej lokomotywy EP07 (parametry hamowania nagłego: prędkość początkowa 180km/h, masa 11t/koło, naciski jednostkowe wstawki na koło 9,4 daN/cm<sup>2</sup>).





Rys.4 Hamowanie nagle wstawkami ze spieków na stanowisku bezwładnościowym; badania dla modernizowanej lokomotywy EP07 ze wstawkami Carbone Lorraine 4x250 UIC250, materiał wstawk C17



Rys.5 Graniczna twardość organicznych okładzin hamulca tarczowego w funkcji prędkości pojazdu nie powodująca zogniskowanej niestabilności termosprężystej tarcz

Badania wykazały pełną przydatność wstawk ze spieków dla lokomotyw o prędkości maksymalnej nawet 180 km/h. Badane wstawki posiadały dobrze dobrane parametry materiału i nie powodowały zogniskowanej niestabilności termosprężystej koła tak jak wstawki z żeliwa (przy dużo niższej prędkości) i mając współczynnik przewodności cieplnej zbliżony do żeliwa wywołały odpowiednio niższe miejscowe temperatury w kole, a tym samym niższe naprężenia cieplne. Przeprowadzone obliczenia i pomiary średniej temperatury obręczy podczas hamowań

nagłych wykazały, że również nie ma żadnego niebezpieczeństwa poluzownia się obręczy koła podczas hamowania lokomotywy z tej prędkości. Potwierdziło to dane przedstawione w [7] (strona 741) gdzie podano, że dla koła wagonowego (o średnicy 920mm) przy grubości obręczy 35 mm maksymalna prędkość hamowania nagłego bez obawy poluzowania obręczy dla pojazdu o masie 20t/oś wynosi 170 km/h (dla wcisku 1,5‰ i przy opóźnieniu hamowania 1,2 m/s<sup>2</sup>), a dla wcisku 2‰ 195 km/h. Biorąc pod uwagę, że pojemność cieplną obręczy koła lokomotywowego (o średnicy 1250 mm) która jest większa o około 1,5 raza w porównaniu z wyżej omawianym kołem wagonowym, graniczna prędkość przy której nastąpi złuzowanie obręczy podczas hamowania do zatrzymania lokomotywy jest większa niż 200 km/h.

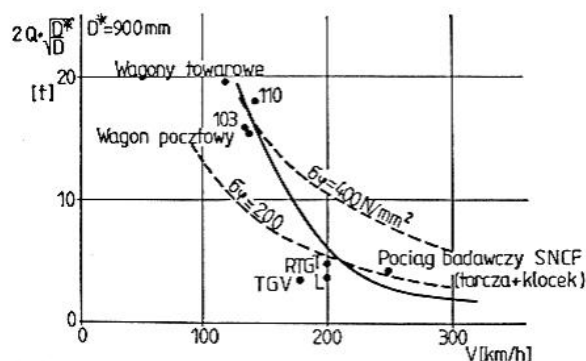
W wyniku toczenia się kół po szynie w miejscu styku koła i szyny pojawiają się naprężenia zwane naprężeniami kontaktowymi. Naprężenia te, występujące na niewielkim obszarze koła, również są ściskające (tak jak naprężenia termiczne) i osiągają znaczne wartości. Na skutek toczenia się kół po szynie wartość tych naprężeń zależy od prędkości, nacisku koła na szynę i od średnicy koła. Przekraczają one granicę plastyczności materiału koła na głębokości kilku milimetrów. Naprężenia zredukowane  $\sigma_{\phi}$  w tym obszarze są proporcjonalne do współ-

czynnika  $\sqrt{\phi \frac{Q}{D}}$ , gdzie:  $\phi$  jest współczynnikiem

zależnym przede wszystkim od prędkości jazdy,  $Q$  – obciążeniem koła, a  $D$  – średnicą koła. Naprężenia te osiągają wartość około 350 N/mm<sup>2</sup> [4]. Dodatkowo koła obciążone są stycznymi siłami od poślizgów wzdłużnych, poprzecznych i wiertnych.

### 3. Graniczna obciążalność koła hamowanego hamulcem klockowym i najczęściej spotykane uszkodzenia powierzchni toczonej kół

Obciążenia cieplne i mechaniczne materiału koła wyznaczają granicę stosowalności hamulca klockowego pokazaną na rys.6 [4].



Rys.6 Graniczne obciążenia pary ciernej koło - kłosek żeliwny pojazdów szynowych [3]

Superpozycja wyżej opisanych obciążeń prowadzi bowiem do przekroczenia granicy plastyczności na powierzchni tocznej oraz na głębokości kilka milimetrów pod powierzchnią toczną koła. Przekroczenia te powodują (już po kilkudziesięciu intensywnych hamowaniach) pojawienie się siatki termicznych pęknięć powstającej podczas procesu stygnięcia koła. Na rys.7 pokazano typową siatkę pęknięć koła współpracującego ze wstawkami kompozytowymi. W dalszej eksploatacji pojazdu występuje wykruszanie się materiału obręczy kół z powierzchni tocznej tzw. pitting kół, pokazany na rys.8.

Zjawiska te pojawiają się na kołach intensywnie hamowanych zarówno we współpracy ze wstawkami żeliwnymi jak i ze wstawkami kompozytowymi. W przypadku wstawek żeliwnych obserwacja początkowych pęknięć termicznych jest utrudniona ze względu na ich zacieranie przez klocek (rowkowanie koła i tworzenie się połączeń adhezyjnych żeliwnych produktów zużycia z materiałem koła), ale drugi etap uszkodzeń tzw. pitting kół jest zjawiskiem powszechnie obserwowanym w lokomotywach i wagonach intensywnie eksploatowanych z większymi prędkościami.



Rys.7 Siatka termicznych pęknięć na powierzchni koła



Rys.8 Wykruszenia materiału powierzchni tocznej koła tzw. pitting

Wprowadzanie ciepła przez wstawkę podczas hamowania nie jest jedynym źródłem wprowadzania obciążeń cieplnych kół. Groźne okazują się również poślizgi kół po szynie [4] w trakcie zarówno rozruchu jak i hamowania. Na rys.9 pokazano przegrzanie miejscowe wywołane poślizgiem; granatowa obwódka niewielkiego płaskiego miejsca (na zdjęciu widoczna jako ciemna obwódka w obszarze płaskiego miejsca) wskazuje na przekroczenie temperatury 450°C.



Rys.9 Przegrzanie miejscowe na powierzchni tocznej koła w wyniku poślizgu

Uszkodzenia w postaci wykruszeń materiału z powierzchni tocznej koła (tzw. pitting koła) na skutek takiego obciążenia mogą się pojawić już po paru miesiącach niewłaściwej eksploatacji (np. po intensywnych rozruchach lub hamowaniach z blokadą kół występujących przy większych prędkościach) i to bez stwierdzenia wyraźnych płaskich miejsc na kołach. Uszkodzenia takie obserwuje się często na kołach lokomotyw, napędnych kołach zespołów trakcyjnych, ale również na kołach wagonów osobowych wyposażonych w hamulec tarczowy!

Opisane wyżej uszkodzenia kół stanowią do dziś bardzo poważny problem w eksploatacji taboru kolejowego, szczególnie w zarządach, które nie partycypują w rozwoju nowych rozwiązań konstrukcyjnych i nowych materiałów wdrażanych do eksploatacji, oraz nie wdrażają nowych technik eksploatacji.

#### 4. Metody ograniczania występujących uszkodzeń kół i prace aktualnie prowadzone w tym zakresie

W celu ograniczenia omówionych uszkodzeń kół, w pojazdach eksploatowanych z dużymi prędkościami i o dużych opóźnieniach hamowania, hamowanych klockami,



- montuje się nowoczesne układy przeciwpoślizgowe działające zarówno przy rozruchu jak i podczas hamowania,
- wprowadza się wysokowydajny hamulec elektrodynamiczny,
- rejestruje się każde bardzo intensywne hamowanie wykonane tylko hamulcem klockowym, po którym wykonuje się płytkie przetoczenie [5],
- zmienia się materiał kół na bardziej odporny na pęknięcia kruche i o większej wytrzymałości.

Dzięki takim działaniom mimo podniesienia prędkości eksploatacyjnej pojazdów trakcyjnych wyposażonych w hamulec klockowy, nie powstają opisane uszkodzenia kół a nawet niektórym zarządom kolejowym udało się istotnie wydłużyć przebiegi lokomotyw hamowanych hamulcem klockowym. Przykład lokomotywy elektrycznej S 252 hiszpańskich kolei RENFE pokazuje, że przy pomocy takich eksploatacyjnych działań prewencyjnych z zakresu eksploatacji i technicznych warunków utrzymania taboru, żywotność kół może przekroczyć milion kilometrów przebiegu lokomotywy [6].

Podobne działania planuje się zastosować podczas modernizacji polskiej lokomotywy EU07 realizowanej przez IPS Tabor i ZNTK Oleśnica w ramach projektu celowego 04490/C.ZR6-6/2009. W ramach projektu realizowane są:

- analizy możliwości wykorzystania nowych systemów i układów krajowych,
- obliczenia i badania symulacyjne nowych układów,
- badania wykonanych modeli układów w skali 1:1,
- prace nad dokumentacją układów,
- badania nowo-opracowanych układów.

W wyniku prowadzonych prac powstanie w ZNTK Oleśnica lokomotywa EP07 o prędkości maksymalnej 160km/h, na której w systemie hamulca zostaną zastosowane:

- elektroniczne układy przeciwpoślizgowe podczas rozruchu i podczas hamowania,
- wstawki ze spieków na duże prędkości o zwiększonym współczynniku tarcia w celu zapewnienia, przy zachowaniu dotychczasowego układu mechanicznego hamulca na wózku, wymaganej skuteczności hamulca (dla większej prędkości maksymalnej opóźnienia hamowania lokomotywy muszą wynosić dla nastawienia „pospieszny” około  $1,1m/s^2$ ),
- cylindry hamulcowe z nastawiaczami skoku tłoka o średnicy 10” z hamulcem postojowym sprężynowym, zapewniające utrzymanie lokomotywy na pochyleniu 40 promil,

- nieco większe wciski obręczy na kole (1,6 - 1,8 promil) i obręcze zestawów kołowych z materiału P60 lub P70, w celu zapewnienia takiego samego bezpieczeństwa przed poluzowaniem się obręczy jaki występuje na dotychczas eksploatowanych lokomotywach EU07,
- asynchroniczny układ napędu i hamulca elektrodynamicznego,
- mikroprocesorowe sterowanie zapewniające wymaganą współpracę (blending) skutecznego hamulca elektrodynamicznego (ED) z hamulcem klockowym oraz możliwość rejestracji hamowań pełnych lub nagłych zrealizowanych z wyłączonym hamulcem ED, w celu wykonania prewencyjnego przetoczenia powierzchni tocznej kół w krótkim czasie po takim zdarzeniu.

Właściwy dobór parametrów wytrzymałościowych, cieplnych i ciernych hamulca oraz układu napędowego modernizowanej lokomotywy, został potwierdzony uzyskanymi wynikami badań w skali 1:1 i obliczeniami przeprowadzonymi metodą elementów skończonych.

#### 4. Zakończenie

Hamulce klockowe i tarczowe w najbliższej przyszłości będą nadal powszechnie stosowanymi rodzajami hamulców, przy czym ich zakres stosowania w zależności od technicznej i ekonomicznej przewagi coraz bardziej będzie się rozdzielał.

Dla pojazdów bez napędu i z niewielkimi wymaganiami co do mocy hamowania (do około 450 kW na zestaw kołowy), hamulec klockowy jest konstrukcyjnie najprostszym i zasadnym rozwiązaniem, szczególnie dla wagonów towarowych. Rozwój wstawek kompozytowych o niskim współczynniku tarcia, podobnym do wstawek z żeliwa szarego, zapewni zmniejszenie hałasu w wagonach towarowych i innych pojazdach o prędkości maksymalnej do 120 km/h poprzez prostą wymianę wstawek bez dużych nakładów.

Dla bardzo dużych mocy hamowania (ponad 650 kW na zestaw kołowy) - i w przyszłości być może również dla jeszcze większych mocy – stosowane będą hamulce tarczowe, gdyż tylko one są w stanie skutecznie i w dłuższym czasie eksploatacji zagwarantować odprowadzenie ciepła bez niedopuszczalnych (niebezpiecznych) naprężeń w kołach prowadzących do ich uszkodzeń. W pojazdach trakcyjnych na prędkości 120÷200 km/h, a szczególnie w pojazdach modernizowanych posiadających hamulec klockowy, które wyposażane są dodatkowo w hamulce dynamiczne dużej mocy spełniające wymagania umożliwiające uwzględnienie ich w ogólnej skuteczności hamowania pojazdu (co jest dzisiaj



przypadkiem powszechnym), może okazać się, że hamulec klockowy ze względu na swoją prostotę i niskie koszty eksploatacji jest najlepszym rozwiązaniem. W takich pojazdach cierne hamulce pneumatyczne nie muszą być intensywnie używane, a w przypadku ich wdrożenia (bez współdziałania z hamulcami elektodynamicznymi) będzie zagwarantowane, by po każdym intensywnym hamowaniu (nagłym i zbliżonym do pełnego) tylko hamulcem klockowym, nastąpiło w krótkim czasie po tym zdarzeniu, niezbyt głębokie przetoczenie powierzchni tocznej kół. Określenie tych hamowań przez sterownik mikroprocesorowy pojazdu jest dzisiaj tak samo proste do zrealizowania jak sterowanie hamulcem ciernym zapewniającym właściwą współpracę z hamulcem elektodynamicznym (blending). Współpraca ta powoduje, że hamulec klockowy spełnia rolę „hamulca czyszczącego”, który kondycjonuje powierzchnię toczną kół, utrzymuje przez to wysoki współczynnik przyczepności koło-szyna, zapewniając dużą siłę pociągową pojazdu. Dzięki stosowanej na pojazdach trakcyjnych technice mikroprocesorowej granica stosowalności hamulca klockowego uległa przesunięciu w kierunku większych prędkości i hamulec ten może być jeszcze długo stosowany w pojazdach szynowych .

## Literatura

- [1] Ausschuss CTR Technik und Forschung. Unterausschuss 5T „Bremswesen“. UIC – Frage 5T53: Lärmreduzierung - Einbau von Verbundstoffsohlen in Güterwagen. Teil 2. Bremsbetrieb, Überwachung und Instandhaltung. 29.05.2001
- [2] Kazarinov V.M., Inozemcev V.G., Jasiencov V.F.: Teoreticzeskije osnovy projektirovania i ekspluatacji avtotarmozov. Izdatielstwo „Transport” 1968
- [3] Otto A.W.: Stand der Entwicklung von Bremswerkstoffen für Schienenfahrzeuge. ZEV+DET Glas. Ann. 119 (1995) nr 11/12/05
- [4] Saumweber E.: Leistungsgrenzen Kombierter Bremsysteme. ZEV- Glas. Ann. Nr 7/8, 1974
- [5] Hans-Reinhard Ehlers, Kröppelhagen, Ekkehard Gärtner, Hennigsdorf : Potenziale und Grenzen der Klotzbremse im Vergleich zur Scheibenbremse. ZEV+DET Glas. Ann. 126 (2002) 6/7
- [6] Zander, C.: Klotzbremsen mit Sintermetallbelägen – Betriebserfahrungen mit Hochleistungslokomotiven. ZEV+DET Glas. Ann. 125 (2001) 4
- [7] Karl Sachs: Elektrische Triebfahrzeuge, Erster Band: Allgemeine Grundlagen und Mechanischer Teil, Springer-Verlag, Wien New York, 1973