

Trójkąty hamulcowe nowej generacji dla wagonów towarowych

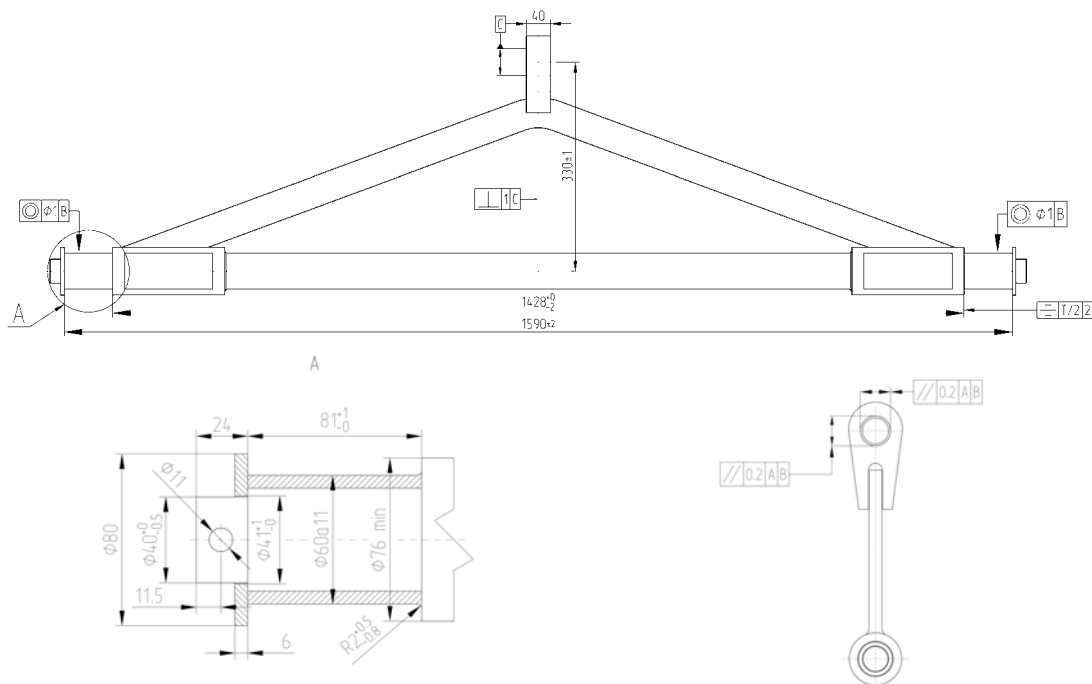
W artykule przedstawiono nową koncepcję trójkąta hamulcowego dla wagonów towarowych oraz wagonów towarowych dwuosioowych przystosowanych do prędkości 120 km/h w stanie próżnym wagonu oraz 100 km/h w stanie załadowanym wagonu, odpowiadającym naciskowi zestawu kołowego na tor 22,5 t. Głównym założeniem przy opracowaniu nowej konstrukcji było osiągnięcie minimalnej masy własnej przy zachowaniu własności wytrzymałości statycznej oraz zmęczeniowej, zwartość zabudowy, która umożliwia bezkolizyjną pracę w standardowej konstrukcji ramy wózka rodziny Y25 oraz technologiczność konstrukcji. Artykuł powstał w ramach realizacji projektu celowego nr ROW-III-056/2009 pt. „Trójkąty hamulcowe o optymalnej geometrii przestrzennej do zabudowy i eksploatacji w wózkach wagonów towarowych.”, finansowanym przez Naczelną Organizację Techniczną Stowarzyszeń Naukowo-Technicznych.

1. WSTĘP

Jednym z istotnych elementów układu hamulcowego wagonów towarowych czteroosioowych oraz dwuosioowych jest trójkąt hamulcowy. Rozwój jego konstrukcji jest związany z procesem standaryzacji dwuosioowych wózków wagonów towarowych, przeprowadzanych w ramach prac ORE/ERRI. Standaryzacja ta została zakończona uznaniem tych wózków przez UIC jako przystosowanych do ruchu międzynarodowego zgodnie z kartą UIC 432 [1]. Również przepisy TSI (ang. „Technical Specification of Interoperability”), opracowane w ramach działalności Europejskiego Komitetu Normalizacyjnego (CEN- fr. „Comité Européen de Normalisation”) wyspecyfikowały typy wózków, które spełniają wymagania interoperacyjności [13]. Jedną z rodzin wózków, które zostały dopuszczone do ruchu międzynarodowego jest rodzina wózków z zawieszeniem Y25, zgłoszona do standaryzacji przez koleje francuskie SNCF. Założenia prac standaryzacyjnych dla wózków wagonów towarowych zostały przedstawione w raporcie ORE/ERRI B12/Rp.14/D [14]. Jednym z kryteriów podziału standaryzowanych wózków wagonów towarowych było wyposażenie hamulcowe, które było przystosowane albo do ruchu „S” albo do ruchu „SS”. Miało to odzwierciedlenie w oznaczeniu międzynarodowym wózków, które zostało opracowywane w ramach Grupy Roboczej B12/4 „Wózki. Ogólne wymagania” (niem. „Drehgestelle. Allgemeine Fragen”), działającej w ramach ORE/ERRI. Wózki typu Y25Cs, Y25Rs, Y25Lsd1, Y25Lsd są przystosowane do ruchu „S”, natomiast wózki typu Y25Css, Y25Rss, Y25Ls(s)1 oraz Y25Ls(s) są przystosowane do ruchu „SS”. Jednym z elementów standaryzacji wózków jest trójkąt

hamulcowy. W ramach reżimów hamulcowych „ruch S” oraz ruch „SS” powstały dwie odmiany trójkątów hamulcowych. Zasadnicza różnica pomiędzy dwoma odmianami trójkątów hamulcowych wynika z konieczności przeniesienia dwukrotnie większych sił przez trójkąty, które są przystosowane do ruchu „SS”. Obydwa trójkąty hamulcowe muszą jednak spełniać wymagania zamienności zgodnie z kartą UIC 542 [3] oraz tablicą 12 przepisów TSI [13]. Wymiary wraz tolerancjami oraz odchyłkami kształtu i położenia, które muszą być zachowane aby spełnić wymiennosc części są przedstawione na rys.1.

Tak więc karta UIC 542 [3], karta UIC 833[6] oraz PN-91/K-88176 [7] zastrzegają jedynie wymiary oraz odchyłki kształtu i położenia, które musi spełniać konstrukcja trójkąta hamulcowego, aby była spełniona zasada „zamienności części”. Ostateczny kształt trójkąta oraz technologia wykonania są sprawą otwartą. Przyszła konstrukcja trójkąta powinna być zrealizowana w taki sposób, aby spełnić wymagania nieprzekraczania zarysu skrajni kinematycznej, który jest przedstawiony w karcie UIC 505-1 [2] oraz umożliwić montaż trójkąta tak, aby można było zagwarantować bezkolizyjność z innymi częściami na wózku podczas procesu hamowania i odhamowania (luzowania) hamulca. Dotyczy to zwłaszcza obsad z dwoma wstawkami dla trójkątów hamulcowych, które są zamontowane na ich czopach. W przypadku zużycia zestawów kołowych i maksymalnego ugięcia pionowego usprężynowania pierwszego stopnia dolna część obsady zbliża się do dolnego zarysu odniesienia skrajni kinematycznej. Jednym z istotnych problemów jaki powstał w ostatnich latach w dziedzinie kolejowych



Rys.1. Wymiary wraz z przynależnymi odchyłkami kształtu i położenia, które muszą spełniać trójkąty hamulcowe do wagonów towarowych

przewozów towarowych jest kryterium masy własnej układu biegowego, który z kolei ma bezpośredni wpływ na ostateczną masę własną wagonu towarowego. Przy założonym, dopuszczalnym nacisku zestawu kołowego na tor zgodnie z kartą UIC 700 [4] ładowność zwiększa się przy ograniczeniu masy własnej wagonu towarowego, co zwiększa konkurencyjność kolejowych przewozów ładunków. Zaistniała sytuacja rynkowa zmusza konstruktorów oraz producentów do poszukiwania nowych „ultral lekkich” rozwiązań trójkątów hamulcowych, które będą mogły być zastosowane w „ograniczonej” geometrii przestrzennej wózka oraz do stosowania takich technologii, które zagwarantują niskie koszty wytwarzania. W zaistniałej sytuacji rynkowej w kraju i zagranicą można zauważyć stały nacisk klienta na przemysł, aby obniżyć koszty zakupu, co wiąże się z koniecznością redukcji kosztów wytwarzania. Sytuację dodatkowo komplikuje fakt, że przy wprowadzaniu nowych konstrukcji trójkątów hamulcowych producent musi pokryć koszty badań typu oraz zainwestować w nowe oprzyrządowanie do produkcji masowej, aby zagwarantować wymagane tolerancje wymiarowe oraz odchyłki kształtu i położenia.

2. WARUNKI PRACY TRÓJKĄTA

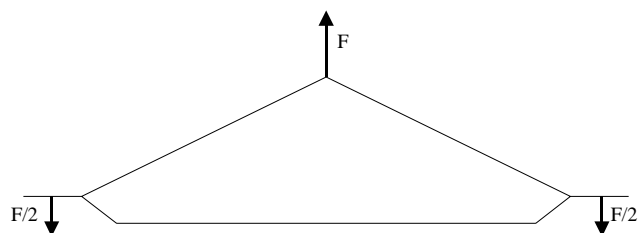
2.1. WYMAGANIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE

Trójkąty hamulcowe niezależnie od rodzaju ruchu „S” („SS”) muszą być przystosowane do przeniesienia obciążeń wynikających z procesu hamowania nagle, które jest realizowane podczas eksploatacji wagonów towarowych.

Konstrukcja trójkąta musi przenieść następujące obciążenia:

- statyczne: nominalne oraz nadzwyczajne,
- oraz zmęczeniowe.

Schemat obciążenia trójkąta hamulcowego jest przedstawiony na rys.2.



F- obciążenie przykładane w uchu trójkąta hamulcowego
F/2-reakcja przyłożona na podporze trójkąta hamulcowego

Rys.2. Schemat obciążeń trójkąta hamulcowego siłami poziomymi

Zestawienie obciążeń, działających na trójkąt hamulcowy, przystosowany do ruchu „S” zgodnie z kartą UIC 833 [6] oraz PN-91/K-88176 [7]

Tabela 1

L.p.	Obciążenie wyjściowe [kN]	Obciążenie nominalne F_n [kN]	Obciążenie próbne F_{ep} [kN]	Obciążenie przy próbie wytrzymałości na zmęczenie [kN]
1.	5	60	90	10÷60

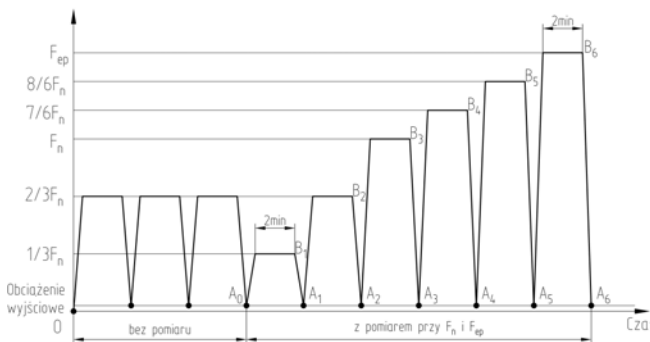
Dla zadanych obciążeń statycznych obowiązują dopuszczalne strzałki ugięcia, które są przedstawione w tabeli 2.

Zestawienie dopuszczalnych odkształceń dla sił nominalnych i próbnych, działających na trójkąt hamulcowy do ruchu „S” zgodnie z karta UIC 833 [6] oraz PN-91/K-88176 [7]

Tabela 2

Rodzaj odkształcenia	Odkształcenie [mm]	Obciążenie nominalne F_n [kN]	Obciążenie próbne F_{ep} [kN]
sprężyste	2	60	0
trwałe	0,1	60	0
sprężyste	3	0	90
trwałe	0,5	0	90

Statyczne badania wytrzymałościowe trójkątów hamulcowych należy przeprowadzić zgodnie z PN-91/K-88176 [7] oraz kartą UIC 833 [6]. Przebieg statycznych badań wytrzymałościowych jest przedstawiony na rys.3.



Rys.3. Przebieg statycznych badań wytrzymałościowych wg PN-91/K-88176 [7] oraz karty UIC 833 [6]

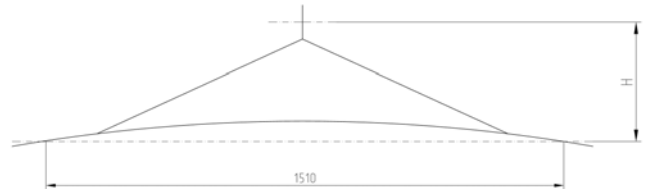
Badany trójkąt hamulcowy należy umieścić w urządzeniu pomiarowym i poddać przez 2 minuty 3-krotnie obciążeniu wstępnemu równemu $2/3$ obciążenia nominalnego F_n wg tabeli 1. Każdorazowo po 2 minutach obciążenia wstępnego jego wartość powinna być obniżona do wartości obciążenia wyjściowego wg tabeli 1. Po trzykrotnym obciążeniu trójkąta hamulcowego obciążeniem wstępnym należy zmierzyć odległość H , a następnie poddać trójkąt obciążeniom: $1/3 F_n$, $2/3 F_n$, F_n , $7/6 F_n$, $8/6 F_n$ oraz F_{ep} . Czas działania każdego obciążenia wynosi 2 minuty, przy czym przyłożenie poszczególnych obciążeń powinno być poprzedzone powrotem do obciążenia wyjściowego wg rys.3.

W czasie badania należy wykonać pomiary H dla każdej wartości obciążenia wstępnego i wyjściowego, a następnie określić:

- odkształcenie sprężyste wywołane obciążeniem nominalnym F_n , równe różnicy wymiarów H w punkcie B_3 i A_3 ,
- odkształcenie trwałe wywołane obciążeniem nominalnym F_n , równe różnicy wymiarów H w punkcie A_3 i A_0 ,

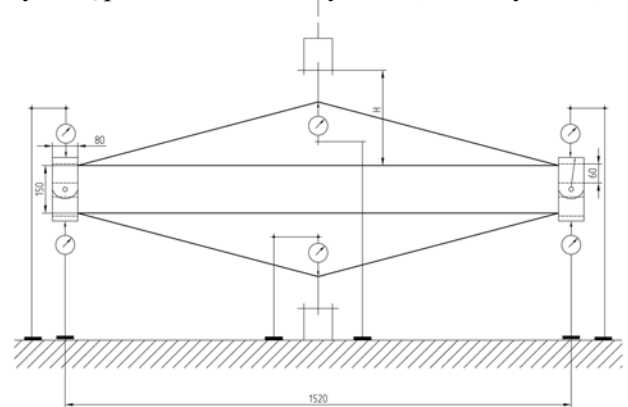
- odkształcenie sprężyste wywołane obciążeniem próbnym F_{ep} , równe różnicy wymiarów H w punkcie B_6 i A_6 ,
- odkształcenie trwałe, wywołane obciążeniem próbnym F_{ep} równe różnicy wymiarów H w punkcie A_6 i A_0 .

Wymiar H jest przedstawiony na rys.4.

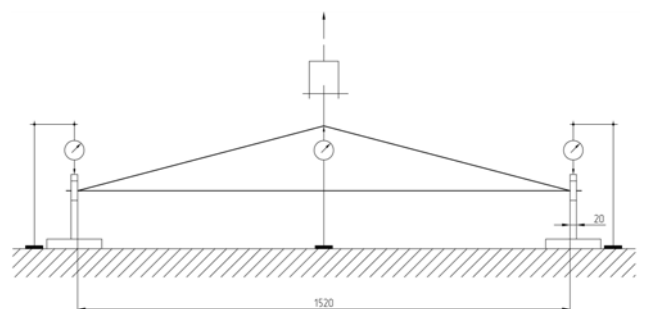


Rys.4. Wymiar H między osią ucha i wspólną osią czopów trójkąta hamulcowego przechodzącą przez ich środki

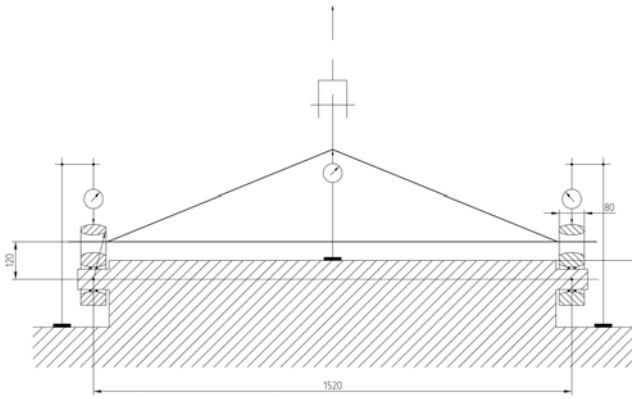
W celu dopuszczenia konstrukcji trójkąta hamulcowego do eksploatacji przeprowadza się badania statyczne i zmęczeniowe na stanowisku badawczym. Trójkąty hamulcowe poddaje się badaniom statycznym, przy czym bada się odkształcenia sprężyste i trwałe na 8-miu sztukach prototypowych trójkątów hamulcowych. Przykłady stanowisk badawczych do badań statycznych są przedstawione na rys.5÷8 (warianty I÷IV).



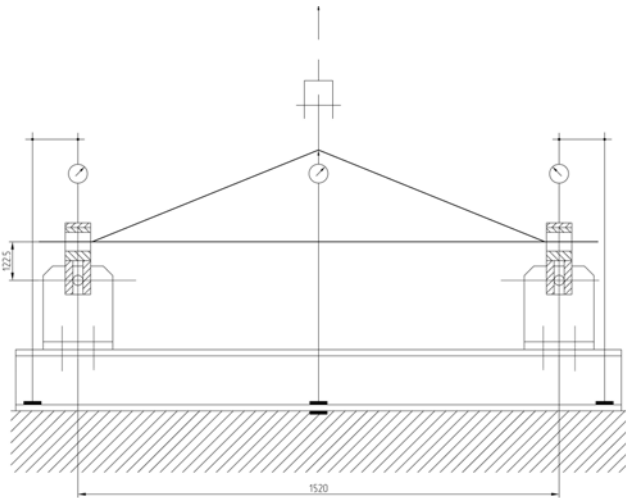
Rys.5. Przykład stanowiska do badań statycznych trójkąta hamulcowego-wariant I wg karty UIC 833 [6]



Rys.6. Przykład stanowiska do badań statycznych trójkąta hamulcowego- wariant II wg karty UIC 833 [6]



Rys.7. Przykład stanowiska do badań statycznych trójkąta hamulcowego- wariant III wg karty UIC 833 [6]



Rys.8. Przykład stanowiska do badań statycznych trójkąta hamulcowego- wariant IV wg karty UIC 833 [6]

Na dwóch dodatkowych trójkątach przeprowadza się stanowiskowe badania zmęczeniowe z częstotliwością przykładania obciążeń tętniących w zakresie 10÷60 kN, wynoszącą 2÷16 Hz. Próby zmęczeniowe uznaje się za pozytywne, jeśli nie wystąpi żadne widoczne uszkodzenie trwałe ani też pęknięcie, powodujące utratę nośności konstrukcji. Badania zmęczeniowe przeprowadza się na stanowisku stacjonarnym, które jest wyposażone w urządzenia do rejestracji częstotliwości oraz mogących mierzyć wartość chwilową przyłożonych obciążeń.

Tak więc kryteria wytrzymałościowe konstrukcji trójkąta hamulcowego sprowadzają się do:

- zachowania dopuszczalnych strzałek ugięcia pod zadanymi obciążeniami F_n i F_p oraz
- zachowania dopuszczalnych odkształceń trwałych pod obciążeniami F_n i F_p ,
- takiego poziomu naprężeń w konstrukcji (wytężenia materiału), które pozwalają na przejście cyklu zmęczeniowego.

Ograniczenie dopuszczalnych strzałek ugięcia dla trójkątów hamulcowych wynika ze zdolności regulacyjnej nastawiacza klocków hamulcowych, który jest

zainstalowany w układzie hamulcowym wagonu towarowego i który jest odpowiedzialny za utrzymanie skoku tłoka cylindra hamulcowego w trakcie eksploatacji.

Zdolność regulacyjna nastawiacza sprowadza się do kompensacji:

- zużycia powierzchni tocznej koła,
- zużycia wstawek klocków hamulcowych oraz
- ugięć poszczególnych elementów (dźwigni, cięgien i trójkątów hamulcowych) przekładni hamulcowej.

W przypadku zakwalifikowania danej konstrukcji trójkąta hamulcowego do eksploatacji komercyjnej po zakończeniu badań ww. serii próbnej trójkąty hamulcowe po przeprowadzeniu prób statycznych można zabudować na wózkach wagonów towarowych, przeznaczonych do eksploatacji.

W przypadku trójkątów hamulcowych, poddanych badaniom zmęczeniowym i zakończonych z wynikiem pozytywnym obydwa egzemplarze należy złomować.

2.2. WYMAGANIA PRZESTRZENI GEOMETRYCZNEJ W PRZESTRZENI WÓZKA

Trójkąt hamulcowy znajduje się w przestrzeni geometrycznej wózka, którą wynika z procesu hamowania i luzowania przekładni hamulcowej. Tę przestrzeń można określić jako przestrzeń roboczą dla trójkąta hamulcowego. Tym dwóm stanom towarzyszą procesy zużycia powierzchni tocznych kół oraz wstawek klocków hamulcowych.

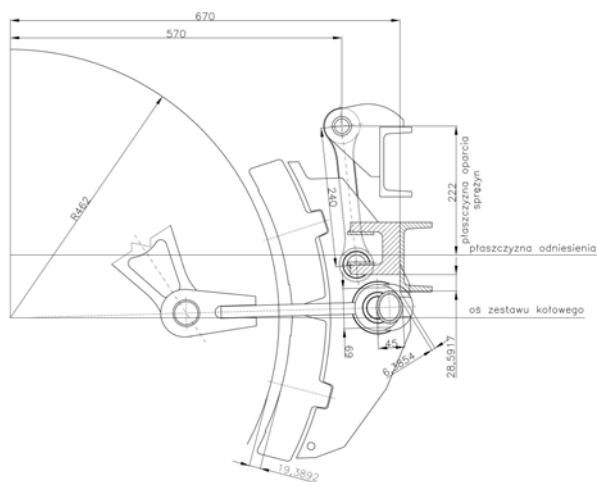
Problem małej ilości miejsca dla trójkąta hamulcowego występuje zawsze na obydwu wózkach z obsadami z podwójnymi wstawkami ze strony skrajnej wagonu, gdzie są zastosowane tzw. „krótkie wieszaki” klocków hamulcowych o długości 225 mm. W przypadku wózków Y25Lsd1 krytycznymi punktami konstrukcji są:

- środkowa strefa czołownicy,
- wsporniki podłużnic, łączących belkę skrętową wózka z czołownicą i na których jest podwieszona przekładnia mechaniczna.

Problem ewentualnej kolizji jest tym większy im wyżej położony jest trójkąt a tym samym bliżej względem obydwu detali. Trójkąt hamulcowy jest położony wyżej przy zastosowaniu wieszaków o długości 225 mm dla wózków Y25Lsd1 z obsadami z dwoma wstawkami z żeliwa szarego wg karty UIC 832 [5] oraz z tworzywa sztucznego typu LL.

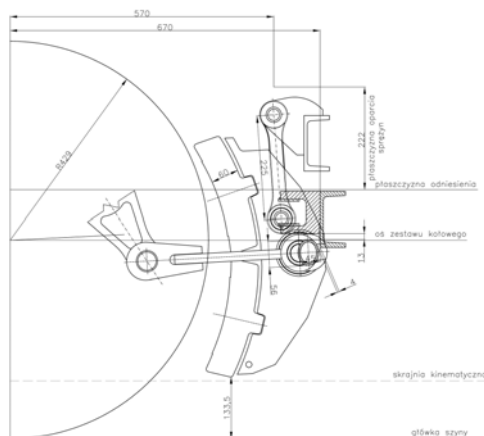
Zastosowanie „krótkich wieszaków” jest uzasadnione koniecznością uniknięcia kolizji między obsadami klocków hamulcowych z podwójnymi wstawkami z kółkami wciągarki, zastosowanej na górkach rozrządowych oraz koniecznością zastosowania płóz hamulcowych, które są wstawiane pod koła, celem unieruchomienia wagonu. Wciągarki są stosowane w celu wciągnięcia wagonu od ich podnóża na szczyt góry rozrządowej. Problem ten może pojawić się na skraj-

nych tolerancjach wykonawczych, przy maksymalnie zużytych zestawach kołowych oraz z uwzględnieniem stanu ładownego i dynamiki pionowej nawet podczas przeprowadzania manewrów z małą prędkością. W pozostałych częściach wózka (trzy trójkąty hamulcowe) zastosowane są wieszaki o długości 240 mm i tam problem ten nie występuje. Usytuowanie trójkąta hamulcowego z wieszakami o długości 240 mm w wózku typu Y25Lsd1 jest przedstawione na rys.9.



Rys.9. Usytuowanie trójkąta hamulcowego z wieszakami o długości 240 mm w wózku typu Y25Lsd1

W przypadku wózków z trójkątami z pojedynczą wstawką problem ten ma znaczenie mniejsze, gdyż w tego przypadku wózkach są zastosowane wieszaki o większej długości. Usytuowanie przykładowego trójkąta hamulcowego z wieszakami o długości 225 mm w wózku typu Y25Lsd1 jest przedstawione na rys.10.



Rys.10. Usytuowanie trójkąta hamulcowego z wieszakami o długości 225 mm w wózku typu Y25Lsd1

Z analiz graficznych, przedstawionych na rys.9 i rys.10 każda konstrukcja trójkąta hamulcowego wymaga prawidłowego wykonania czołownicy ramy wózka, która jest wykonana z cewnika cienkościennej. Gięcia czołownicy jest przewidziane w dwóch

płaszczyznach. Pierwsza płaszczyzna gięcia w kierunku wzdłużnym ma na celu zwiększenie przestrzeni roboczej dla trójkąta hamulcowego. Druga płaszczyzna gięcia w kierunku prostopadłym do poprzedniej ma na celu montaż cięgła łączącego układ mechaniczny na wózku z układem mechanicznym na nadwoziu wagonu towarowego oraz ewentualny montaż i demontaż sprzęgu automatycznego. Jak wynika z obecnej praktyki produkcyjnej i eksploatacyjnej gięcie czołownicy w dwóch płaszczyznach jest niezwykle trudną operacją. Nieprawidłowe jej przeprowadzenie powoduje „paczenie” przekroju ceownika lub niedostateczne wygięcie w jednej z płaszczyzn. W przypadku „nadmiernego” wygięcia w płaszczyźnie prostopadłej do trójkąta hamulcowego podłużnice ramy zbliżają się do trójkąta hamulcowego. W przypadku niedostatecznego wygięcia w płaszczyźnie wzdłużnej trójkąt zbliża się do czołownicy. Tak więc warunkiem poprawnej pracy trójkąta hamulcowego jest prawidłowe wykonanie czołownicy. Najbardziej ograniczona przestrzeń robocza dla trójkąta hamulcowego występuje kiedy zamontowano nowe:

- zestawy kołowe z odchyłką dodatnią na średnicy tocznej (tzn. 920^{+4} mm) oraz
- wstawki hamulcowe.

Przeźródzeń ta powiększa się w miarę zużycia powierzchni tocznej koła oraz wstawki klocka hamulcowego.

2.3. WYMAGANIA MASOWE I TECHNOLOGICZNE

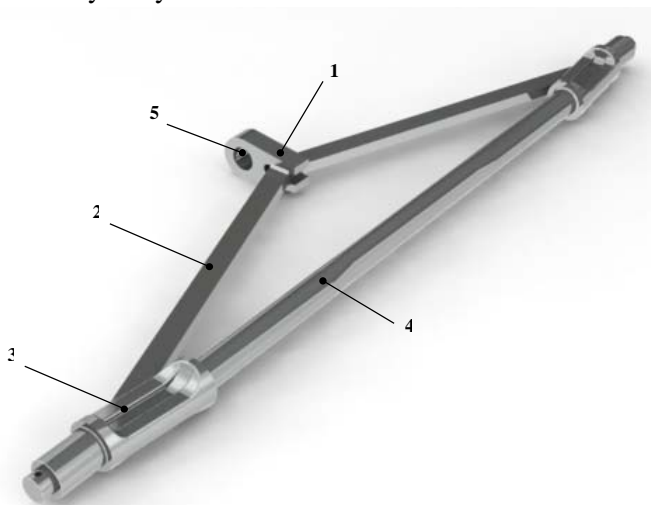
Istotną cechą innowacyjną nowej konstrukcji trójkąta hamulcowego powinna być możliwie niska masa własna oraz technologiczność, która pozwoliłaby na obniżenie kosztów produkcji i zwiększyła jego konkurencyjność na rynku. Jedną z istotnych cech powinno być ograniczenie technologii spawania oraz maksymalne uproszczenie konstrukcji przy zachowaniu funkcjonalności i własności wytrzymałościowych przedstawionych w p.2.2. Przewiduje się, że proces spawania, jakoś spoin, kwalifikacje spawaczy i odbiory prac spawalniczych będą odpowiadały wymaganiom grupy norm europejskich PN-EN 15085-2:2007 [8÷12]. Jako jedno z zadań, które postawiono przed nową konstrukcją było osiągnięcie masy wynoszącej ok.30 kg. Uzyskanie takiej wartości, byłoby istotnym postępem w tym zakresie i trójkąt hamulcowy posiadałby najmniejszą masę spośród wszystkich stosowanych konstrukcji tego typu w Europie. Obniżenie masy własnej trójkąta powinno przyczynić się bezpośrednio do zmniejszenia materiałochłonności w produkcji seryjnej, co z kolei wpływa korzystnie na stronę ekonomiczną całego przedsięwzięcia.

3. NOWE KONCEPCJE TRÓJKĄTÓW HAMULCOWYCH

Nowa koncepcja trójkątów hamulcowych opiera się na zastosowaniu w konstrukcji pięciu zasadniczych elementów którymi są:

- ucho **poz.1**,
- ramię **poz.2** - płaskownik o przekroju 20×40 mm,
- czopy **poz.3** - 2 sztuki,
- łącznik **poz.4** - rura o przekroju ϕ 51×6,3 mm,
- tulejka **poz.5**.

Nowy trójkąt hamulcowy wraz z poz. 1÷5 jest przedstawiony na rys.11.



Rys.11. Trójkąt hamulcowy nowej generacji, przeznaczony do ruchu „S”

Nowa koncepcja trójkąta hamulcowego polega na zastosowaniu ograniczonej ilości technologii spawania tzn. przy łączeniu ramienia z uchem oraz ramienia z czopami. Jak widać z rys. 11 czopy trójkątów hamulcowych poz.3 posiadają wybrania materiałowe, w celu zmniejszenia masy trójkąta hamulcowego. Czopy te mogą być wykonane na potrzeby badań prototypowych drogą obróbki mechanicznej, natomiast w przypadku produkcji seryjnej jako odkuwki. W środku łącznika poz.4 jest wykonany kształt eliptyczny 45×56 mm celem zwiększenia luzu pomiędzy czołownicą a trójkątem hamulcowym. Kształt przewężenia oraz luz pomiędzy czołownicą oraz trójkątem hamulcowym jest przedstawiony na rys.3. Na wykonanie wszystkich elementów jest przewidziana stal S355 J2, posiadająca dobre własności wytrzymałościowe oraz spawalność. Obliczenia wytrzymałościowe wykonano metodą elementów skończonych. Otrzymane wyniki obliczeń przedstawiono w postaci rozkładu:

- naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa,
- naprężeń kierunkowych wzdłuż osi rury,
- odkształceń trójkąta w kierunku działania siły.

Graficzne wyniki obliczeń dla sił $F=90$ kN przedstawiono na rys.12 i rys.13, natomiast dla siły obciążającej $F=60$ kN na rys. 14 i 15.

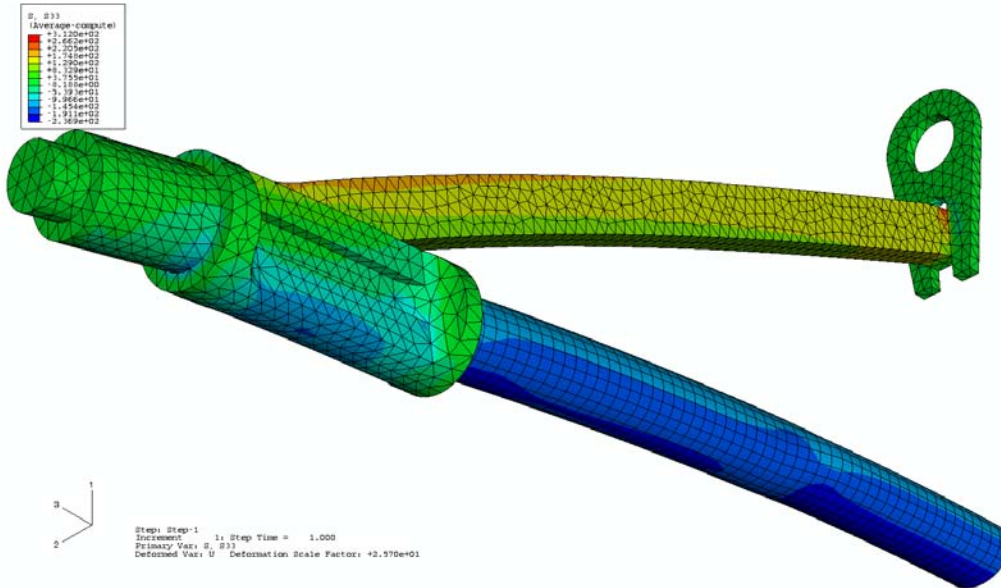
Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzono również dla różnych wariantów rur, uwzględniając ich przewężenia eliptyczne w środkowej strefie:

- wariant „a” z przewężeniem eliptycznym 69×52 mm (rura ϕ 60,3×5 mm i płaskownik o przekroju 50×20 mm, stosunek głównych osi elipsy 1,32)
- wariant „b” z przewężeniem eliptycznym 75,25×44,44 mm (rura ϕ 60,3×5 mm i płaskownik o przekroju 50×20 mm, stosunek głównych osi elipsy 1,69)
- wariant „c” z przewężeniem eliptycznym 78,82×40,44 mm (rura ϕ 60,3×5 mm i płaskownik o przekroju 50×20 mm, stosunek głównych osi elipsy 1,94)
- wariant „d” z przewężeniem eliptycznym 72×45 mm (rura ϕ 51×6,3 mm i płaskownik o przekroju 50×20 mm, stosunek głównych osi elipsy 1,6)
- wariant „e” z przewężeniem eliptycznym 56×45 mm (rura ϕ 51×6,3 mm i płaskownik o przekroju 40×20 mm, stosunek głównych osi elipsy 1,24).

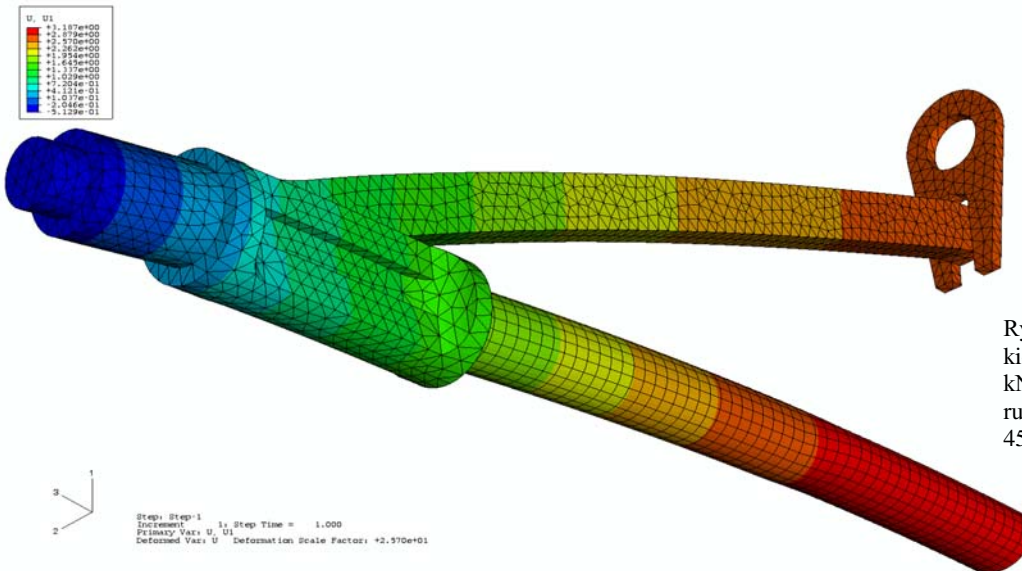
Wyniki obliczeń naprężeń zredukowanych σ_{red} , naprężeń głównych σ_3 oraz ugięć na połączeniu „rura przejście koła w elipsę” oraz na „połączeniu ucha z ramieniem” (uznanymi jako „miejsca krytyczne”) dla obciążeń $F_n=60$ kN oraz $F_{ep}=90$ kN są przedstawione odpowiednio w tabeli 3 i 4.

Na podstawie przedstawionych wyników obliczeń metodą elementów skończonych stwierdzono, że:

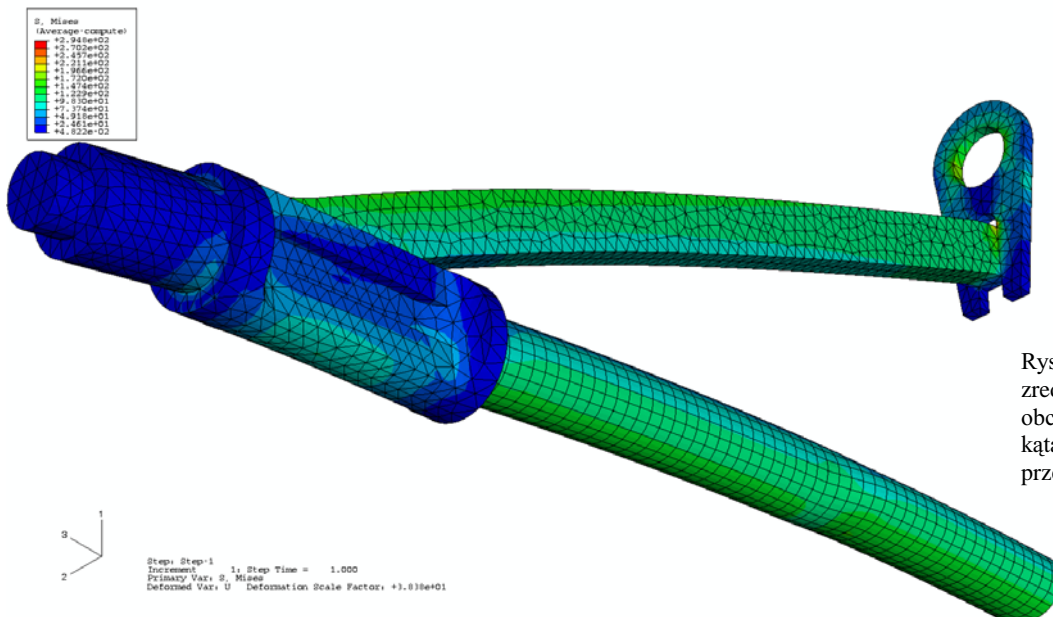
- odkształcenia trójkąta w miarę zwiększania stosunku głównych osi elipsy w przewężeniu rury, tylko w niewielkim stopniu ulegają zmianie (tabela 3),
- odkształcenie sprężyste trójkąta dla wszystkich rozpatrzonych wersji elipsy nie przekracza dopuszczalnej wartości 3 mm przy obciążeniu próbnym 90 kN (tabela 3) i 2 mm przy obciążeniu 60 kN (tabela 4),
- w miarę zwiększania stosunku głównych osi elipsy wzrastają także naprężenia, przy czym największe ich wartości występują na przejściu rury z przekroju kołowego w elipsę,
- o ile naprężenia zredukowane dla rury z elipsą 78,82 i 40,44 mm nie przekraczają jeszcze granicy plastyczności materiału dla stali S355J2 ($338 \text{ MPa} < R_e = 355 \text{ MPa}$), to naprężenia kierunkowe są już powyżej granicy plastyczności,
- dla trójkąta z rurą o elipsie z osiami 75,25 i 44,44 mm (**wersja b i d**) oba warunki wytrzymałości są spełnione zarówno dla przypadku obciążenia nominalną siłą rozciągającą $F_n=60$ kN jak i obciążeniem próbnym $F_{ep}=90$ kN.



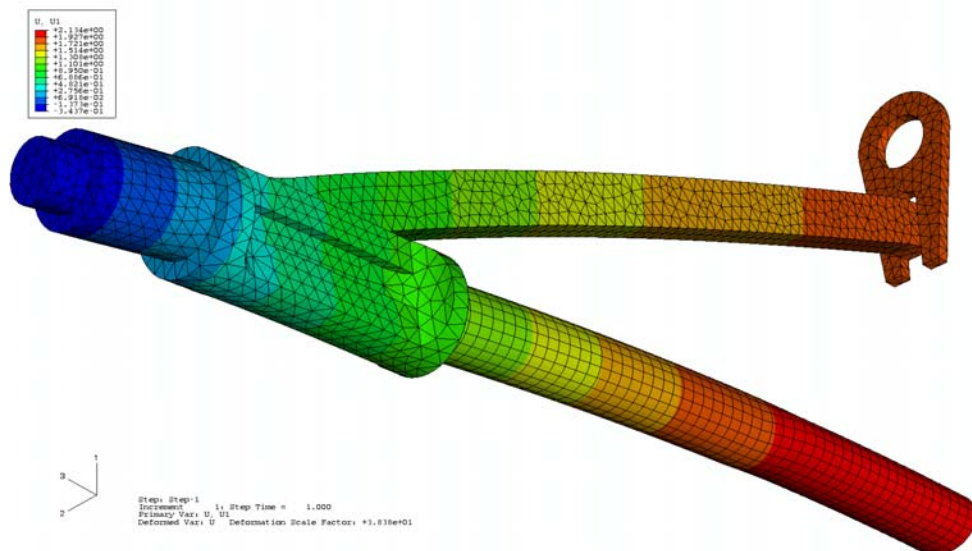
Rys.12. Rozkład naprężeń w kierunku osi „z” (3) dla przypadku obciążenia siłą $F_{ep}=90$ kN trójkąta hamulcowego z rurą o przewężeniu elipsy 56 i 45mm



Rys.13. Rozkład odkształceń w kierunku działania siły $F_{ep}=90$ kN dla trójkąta hamulcowego z rurą o przewężeniu elipsy 56 i 45mm



Rys.14. Rozkład naprężeń zredukowanych dla przypadku obciążenia siłą $F_n=60$ kN trójkąta hamulcowego z rurą o przewężeniu elipsy 56 i 45mm



Rys.15. Rozkład odkształceń w kierunku działania siły $F_n = 60$ kN dla trójkąta hamulcowego z rurą o przewężeniu elipsy 56 i 45mm

Naprężenia zredukowane σ_{red} , naprężenia główne σ_3 oraz strzałki ugięcia dla trójkąta hamulcowego w „wybranych miejscach krytycznych” dla obciążenia $F_{ep}=90$ kN

Tabela 3

Miejsce konstrukcji	wartość	Wariant rury				
		a	b	c	d	e
rura – przejście koła w elipsę	σ_{red} [MPa]	194	263	310	264	207
	σ_3 [MPa]	-183	-291	-330	-287	-191
połączenie ucha z ramieniem	σ_{red} [MPa]	158	144	170	144	355
	σ_3 [MPa]	138	127	132	136	266
ugięcie	f [mm]	2,4	2,4	2,4	2,4	2,6

Naprężenia zredukowane σ_{red} , naprężenia główne σ_3 oraz strzałki ugięcia dla trójkąta hamulcowego w „wybranych miejscach krytycznych” dla obciążenia $F_n=60$ kN

Tabela 4

Miejsce konstrukcji	Oznaczenie	Jednostka	Wariant rury	
			b	e
rura – przejście koła w elipsę	σ_{red}	[MPa]	176	122
	σ_3	[MPa]	-194	-128
połączenie ucha z ramieniem	σ_{red}	[MPa]	112	197
	σ_3	[MPa]	91	147
	σ_{max}	[MPa]	144	285
ugięcie	f	[mm]	1,6	1,7

Bilans masowy trójkąta hamulcowego wg rys.4 z podziałem na części

Tabela 5

część	łącznik	ramię	ucho	czopy	tulejka
masa [kg]	7,32	7,95	2,44	6,15	0,18
ilość sztuk	1	1	1	2	1
masa cał.[kg]	7,32	7,95	2,44	12,30	0,18
masa trójkąta [kg]	30,19				

Bilans masowy trójkąta hamulcowego z nowym kształtem ucha

Tabela 6

część	łącznik	ramię	ucho	czopy	tulejka
masa [kg]	7,32	7,95	1,66	6,15	0,18
ilość sztuk	1	1	1	2	1
masa całkowita [kg]	7,32	7,95	1,66	12,30	0,18
masa trójkąta [kg]	29,41				

Z tego względu przyjęto, że trójkąt z przewężeniem rury w elipsę o wymiarach zewnętrznych osi głównych 75,25 i 44,44 mm (**wersja b**) jest rozwiązaniem w którym występuje największe zwężenie elipsy a kryteria wytrzymałości są spełnione. Drugim miejscem konstrukcji trójkąta w którym występują duże wartości naprężeń jest połączenie ucha z ramieniem. O ile dla wersji trójkąta z rurą ϕ 60,3x5 mm i ramieniem o przekroju 50x20 mm poziom naprężeń w tym miejscu nie przekracza 200 MPa to dla wersji z rurą ϕ 51x6,3 mm i ramieniem o przekroju 40x20 mm dla przypadku obciążenia siłą $F_{cp}=90$ kN naprężenia osiągnąją poziom granicy wytrzymałości materiału.

Bilans masowy nowego trójkąta jest przedstawiony w tabeli 5.

Jak widać z przedstawionego bilansu masa trójkąta hamulcowego wynosząca 30 kg może być osiągnięta w produkcji seryjnej. Bilans masowy został oparty na wymiarach nominalnych oraz przy założeniu, że masy spoin nie uwzględnia się. Ponieważ masa trójkąta hamulcowego nieznacznie przekracza 30 kg szukano dalszych „oszczędności masowych” tak, aby przy skojarzeniu niekorzystnych odchyłek wymiarowych zadeklarowana masa trójkąta 30 kg nie została przekroczona. Ewentualne korzyści masowe znaleziono w uchu trójkąta hamulcowego, które zostało bardziej „wyprofilowane”. Nowy kształt ucha może być wykonywany drogą „obróbki mechanicznej” (przygotowanie prototypów do badań), drogą „wypalania” lub kucia (dla produkcji seryjnej). Konstrukcja trójkąta hamulcowego z nowym kształtem ucha jest pokazana na rys.16.

Bilans masowy trójkąta hamulcowego z nowym kształtem ucha jest przedstawiony w tabeli 6.



Rys.16. Konstrukcja trójkąta hamulcowego z nowym kształtem ucha

Jak widać z przedstawionego bilansu w tabeli 6 masa trójkąta hamulcowego wynosi 29,41 kg. Z wstępnych obliczeń wytrzymałościowych wynika, że taki wariant spełnia wymagania w zakresie wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej.

4. WNIOSKI

Z przedstawionej analizy wynika, że jest możliwe skonstruowanie „ultralekkiego trójkąta hamulcowego” przeznaczonego dla ruchu „S” o masie ok.30 kg. Konstrukcja taka spełnia wymagania przestrzennej zabudowy w wózkach typu Y25Lsd1. Spełnia również dodatkowo wymagania przestrzeni roboczej, wynikającej z procesu „hamowania” i „luzowania” mechanicznej przekładni hamulcowej. Jak dowiodły obliczenia wytrzymałościowe, przeprowadzone metodą elementów skończonych spełnione są wymagania dotyczące wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej. W przypadku wytrzymałości statycznej spełnione są kryteria, dotyczące dopuszczalnej strzałki ugięcia, odkształceń trwałych dla sił obciążających 60 i 90 kN, wynikających z hamowania nagłego. Z wyznaczonego poziomu naprężeń metodą elementów skończonych wynika, że jest możliwe również przejście testu zmęczeniowego na poziomie 10^7 cykli obciążeń zgodnie z wymaganiami karty UIC 833 [6] oraz PN-91/K-88176 [7]. W celu potwierdzenia ww. wniosków jest konieczne przeprowadzenie badań pełnych na trójkątach prototypowych. Poszukiwanie ultralekkich konstrukcji przyczynia się do zwiększenia konkurencyjności transportu towarowego na rynku przewozowym ładunków. Bezpośrednią przyczyną zmniejszenia masy trójkąta hamulcowego jest konieczność ograniczenia masy układów biegowych i zwiększenia ładowności wagonów towarowych. W przypadku ograniczenia masy wagonu towarowego zwiększa się więc efektywność przewozową, zarówno w stanie próżnym oraz ładnym. Dzięki coraz powszechniejszemu wprowadzaniu wstawek typu „K” z tworzyw sztucznych o bardzo wysokim współczynniku tarcia i gwarantującym niski poziom emisji hałasu do środowiska naturalnego podczas przejazdu wagonów towarowych jest możliwość zrealizowania ruchu „SS” dla trójkąta hamulcowego o nośności 60 kN. Wariant ten jest całkowicie realny w przypadku produkcji nowych wagonów towarowych. Jest to kolejny argument za podjęciem prac studialnych, konstrukcyjnych oraz wdrożeniowych do produkcji seryjnej w przemyśle krajowym.

Literatura

- [1] Karta UIC 432: Wagony towarowe. Prędkości jazdy. Warunki techniczne, które należy spełnić. 11-te wydanie z września 2006.
- [2] Karta UIC 505-1: Pojazdy kolejowe. Skrajnia pojazdów. 10-te wydanie z maja 2006
- [3] Karta UIC 542: Części hamulcowe. Wymiennosc. 4-te wydanie z 1.0.1982 ze zmianą z dnia 1.01.1995 oraz erratą z dnia 1.01.1997.
- [4] Karta UIC 700: Klasyfikacja linii kolejowych. Przynależne granice obciążania wagonów towarowych. 10-te wydanie z 11.2004.

- [5] *Karta UIC 832: Warunki techniczne dostawy wstawek klocków hamulcowych z żeliwa fosforowego dla pojazdów trakcyjnych i wagonów. 3-cie wydanie z 01.2004.*
- [6] *Karta UIC 833: Warunki techniczne na dostawę trójkątów hamulcowych. 3-cie wydanie z lutego 2004.*
- [7] *PN-91/K-88176: Wagony towarowe. Trójkąty hamulcowe.*
- [8] *PN-EN 15085-1:2007: Kolejnictwo. Spawanie pojazdów szynowych i ich części składowych. Część 1: Postanowienia ogólne.*
- [9] *PN-EN 15085-2:2007: Kolejnictwo. Spawanie pojazdów szynowych i ich części składowych. Część 2: Wymagania dotyczące jakości i certyfikacja zakładów spawalniczych.*
- [10] *PN-EN 15085-3:2007: Kolejnictwo. Spawanie pojazdów szynowych i ich części składowych. Część 3: Wymagania konstrukcyjne.*
- [11] *PN-EN 15085-4:2007: Kolejnictwo. Spawanie pojazdów szynowych i ich części składowych. Część 4:2007 Wymagania produkcyjne.*
- [12] *PN-EN 15085-5:2007: Kolejnictwo. Spawanie pojazdów szynowych i ich części składowych. Część 5: Kontrola, badania i dokumentacja*
- [13] *Przepisy TSI: Decyzja komisji dotycząca specyfikacji interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „tabor kolejowy-wagony towarowe” transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych z dnia 26 lipca 2006. Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej.*
- [14] *Raport ORE/ERRI B12/Rp.14/D Frage B12: Vereinheitlichung der Güterwagen. Bericht Nr.14. Utrecht, 11.1967.*