

## Uwarunkowania dla jazdy tego samego zestawu kołowego po torze kolejowym i tramwajowym (2)

W artykule dokonano wszechstronnej analizy technicznej problemów, jakie napotkałby ten sam zestaw kołowy podczas jazdy pojazdu zarówno po torach kolejowych jak i po torach tramwajowych w Polsce. Wykazano, że przy określonych uwarunkowaniach taka jazda jest możliwa, co oznacza realność zbudowania pojazdu tramwajowo-kolejowego.

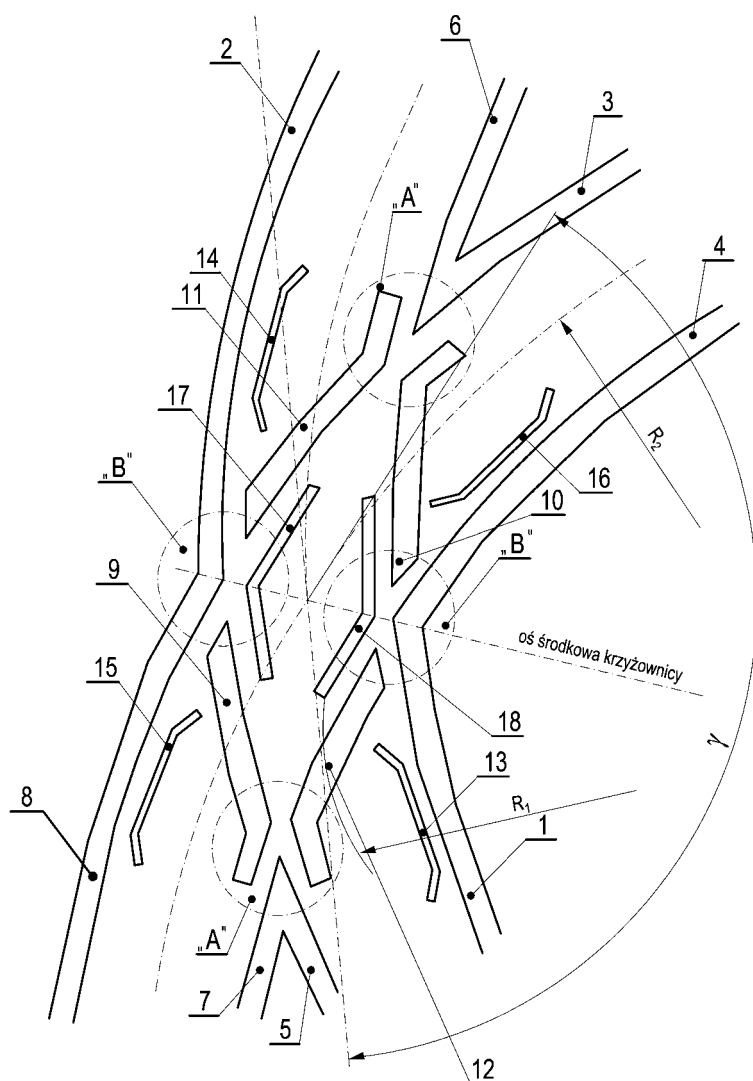
Artykuł stanowi drugą (i ostatnią) część publikacji [16] i jest jej dalszym ciągiem.

### 5. JAZDA PO KRZYŻOWNICACH ROZWARTOKĄTNYCH

Krzyżownice rozwartokątne występują powszechnie w głowicach rozjazdowych stacji kolejowych, w tzw. rozjazdach angielskich i taki rozjazd składa się z krzyżownicy i czterech zwrotnic.

#### 5.1. Budowa kolejowej krzyżownicy rozwartokątnej

Kolejowa krzyżownica rozwartokątna jest przedstawiona schematycznie na rys. 18.



- „A” - serce ostrokątne krzyżownicy kolejowej
- „B” - serce rozwartokątne krzyżownicy kolejowej
- $\gamma$  - kąt rozwarty krzyżownicy
- 1 - szyna zewnętrzna krzyżownicy
- 2 - szyna zewnętrzna krzyżownicy
- 3 - szyna zewnętrzna krzyżownicy
- 4 - szyna zewnętrzna krzyżownicy
- 5 - szyna zewnętrzna krzyżownicy
- 6 - szyna zewnętrzna krzyżownicy
- 7 - szyna zewnętrzna krzyżownicy
- 8 - szyna zewnętrzna krzyżownicy
- 9 - szyna wewnętrzna krzyżownicy
- 10 - szyna wewnętrzna krzyżownicy
- 11 - szyna wewnętrzna krzyżownicy
- 12 - szyna wewnętrzna krzyżownicy
- 13 - kierownica serca ostrokątnego
- 14 - kierownica serca ostrokątnego
- 15 - kierownica serca ostrokątnego
- 16 - kierownica serca ostrokątnego
- 17 - kierownica serca rozwartokątnego
- 18 - kierownica serca rozwartokątnego

Rys. 18. Schemat kolejowej krzyżownicy rozwartokątnej

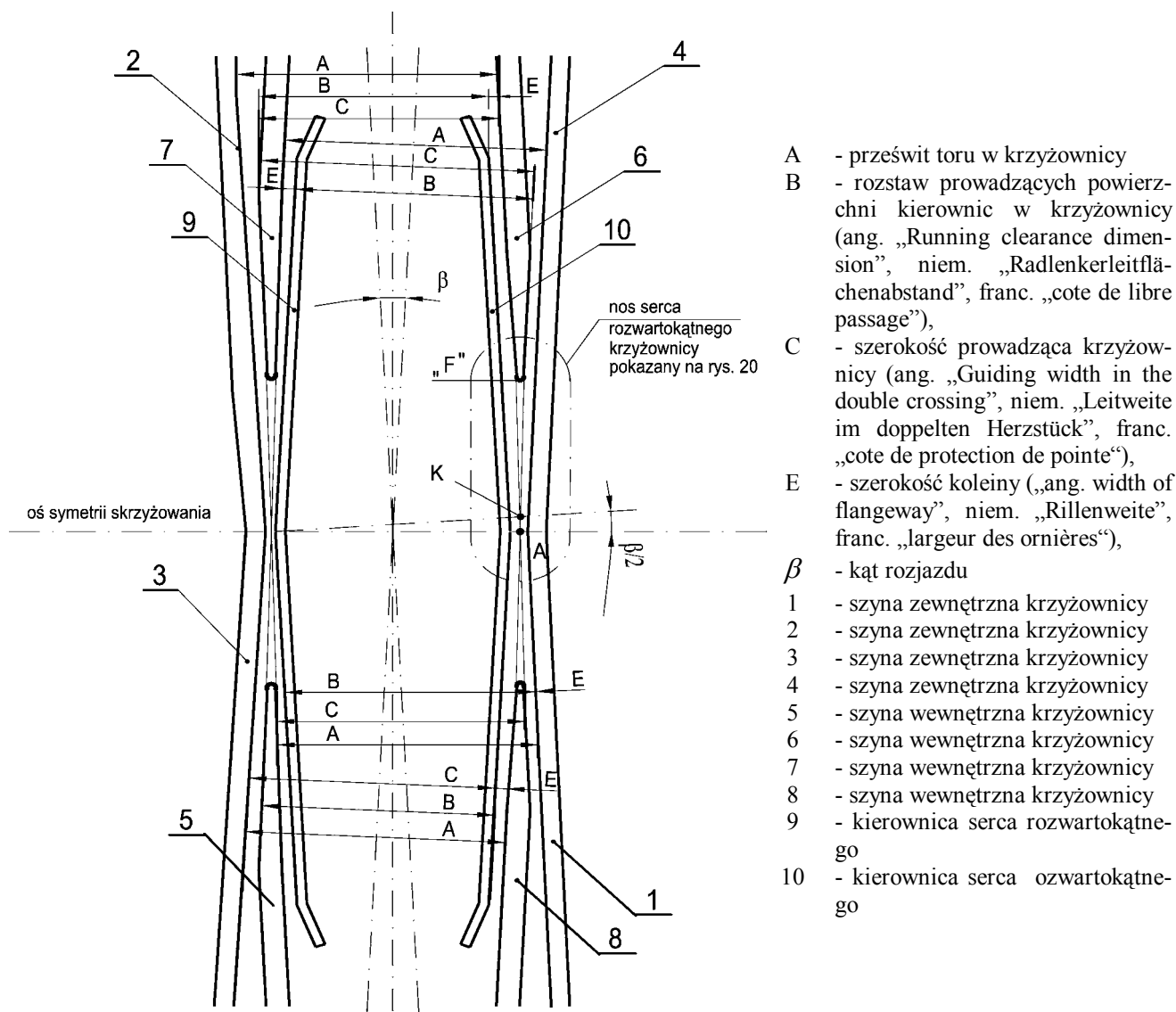
Z rys. 18 widać, że w obrębie krzyżownicy znajdują się dwa serca ostrokątne („A”) oraz dwa serca rozwartokątne („B”). W sercu ostrokątym krzyżownicy jedynie obrzeże jednego koła danego zestawu kołowego przejeżdżającego przez tę krzyżownicę czy zwrotnicę doznaje utraty prowadzenia bocznego przez szynę, po której koło to biegnie. Drugie koło tego zestawu kołowego jest w tym samym czasie prowadzone przez kierownicę serca ostrokątnego, co w pełni kompensuje brak bocznego prowadzenia obrzeża pierwszego z tych kół.

Dla odmiany oba serca rozwartokątne krzyżownicy występują jednocześnie, tworząc tak zwane „podwójne serce krzyżownicy” (ang. „double crossing”, niem. „doppeltes Herzstück”). Jest to taki odcinek przejeżdżany przez zestaw kołowy,

na długości którego obrzeża obu kół tego zestawu jednocześnie mogą utracić prowadzenie boczne z jednej strony (np. z prawej). Dlatego dla zapewnienia bezpieczeństwa jazdy zestawu kołowego przez krzyżownice marodajnym jest przejazd przez serca rozwartokątne krzyżownicy.

Im mniejszy jest promień  $R_1$  i/albo  $R_2$  oraz/albo im większy jest kąt  $\gamma$  w sercach rozwartokątnych krzyżownicy, tym gorsze są warunki przejazdu przez krzyżownicę. W myśl przepisów UIC [6] ustalono następujące wymagania dla serc rozwartokątnych:  $R_1 \geq 450$  m;  $R_2 \geq 450$  m;  $\text{tg } \gamma \geq -\frac{1}{9}$  czyli  $\gamma \leq 173^{\circ}40'$ .

Serca rozwartokątne są przedstawione na rys. 19.



Rys.19. Schemat wymiarowy krzyżownicy rozwartokątnej

Według wymagań karty UIC 510-2 [6] wymiary serc rozwartokątnych krzyżownicy są następujące (promienie  $R_1 \geq 450$  m i  $R_2 \geq 450$  m można pominąć, traktując oba tory w krzyżownicy jako proste):

- Prześwit toru  $A = 1435$  mm. Tolerancja konstrukcyjna tego wymiaru w krzyżownicach wynosi  $A = 1435 \pm 1$  mm podczas gdy na zwykłym torze prostym tolerancja ta wynosi  $1435 \pm 2$  (tolerancja konstrukcyjna dla przedsiębiorstw budowy torów) Tolerancja eksploatacyjna tego wymiaru w krzyżownicach wynosi  $A = 1435_{-2}^{+4}$  mm podczas gdy na zwykłym torze prostym tolerancja eksploatacyjna tego wymiaru wynosi  $A = 1435_{-3}^{+10}$  mm
- Rozstaw prowadzących powierzchni kierownic w krzyżownicy  $B = 1355$  mm. Górna odchyłka konstrukcyjna tego wymiaru wynosi  $+1$  mm, a dolnej odchyłki nie ogranicza się

w ogóle, wobec czego tolerancja konstrukcyjna tego wymiaru jest określona nierównością  $B \leq 1356$  mm

Tolerancja eksploatacyjna tego wymiaru jest określona tą samą nierównością  $B \leq 1356$  mm.

- Szerokość prowadząca krzyżownicy  $C = 1395$  mm. Tolerancja konstrukcyjna tego wymiaru wynosi  $C = 1395 \pm 0,5$  mm

Tolerancja eksploatacyjna tego wymiaru wynosi  $C = 1395_{-2}^{+3}$  mm

- Szerokość koleiny dla obrzeża koła  $E = 40$  mm. Tolerancja konstrukcyjna tego wymiaru wynosi  $E = 40 \pm 0,5$  mm

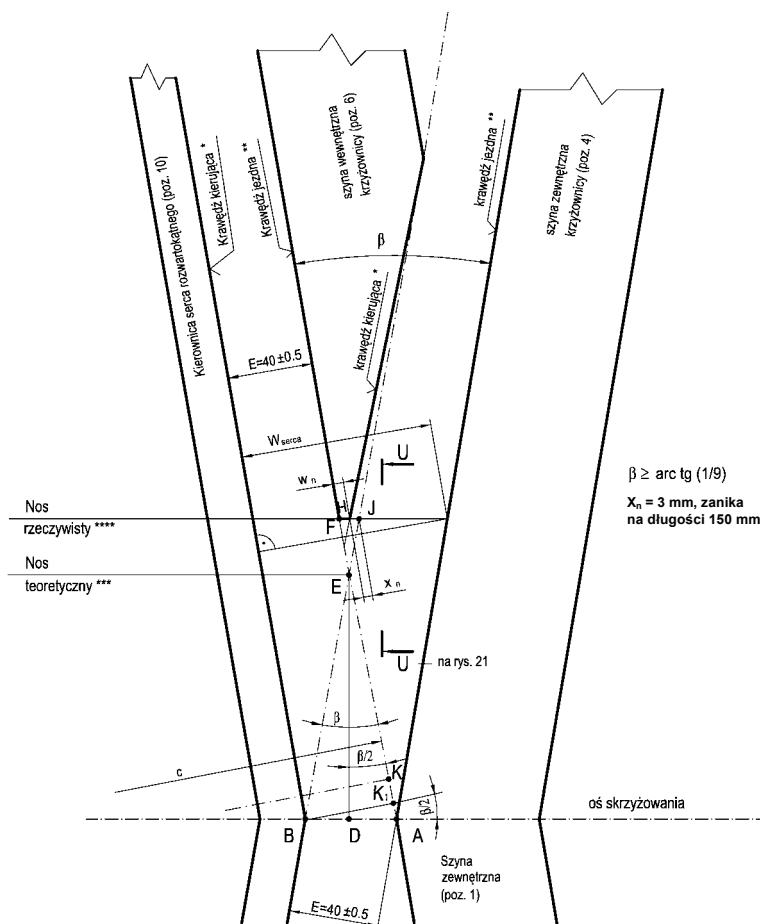
Tolerancja eksploatacyjna tego wymiaru nie jest określona liczbowo, a jedynie wymaga się, aby  $E$  nie zmieniło się w procesie eksploatacji więcej niż do takiej wartości liczbowej, przy której tolerancje eksploatacyjne wymiarów  $A$ ,  $B$  i  $C$  będą jeszcze dotrzymane [6].

Wszystkie powyższe wymiary mają być mierzone na poziomie położonym 14 mm poniżej płaszczyzny główek szyn, czyli na tym samym poziomie, na którym dokonuje się pomiaru prześwitu toru prostego (1435 mm).

Według karty UIC 510-2 [6] nos serca rozwartokątnego krzyżownicy ma wymiary pokazane na rys. 20 i 21.

Tolerancja konstrukcyjna wymiaru  $H$  wynosi  $H_{-1}^{+2}$  mm, a tolerancja eksploatacyjna tego wymiaru  $H_{-1}^{+10}$  mm [6].

Tolerancje eksploatacyjne dla poszczególnego rodzaju rozjazdu podane są w [15].



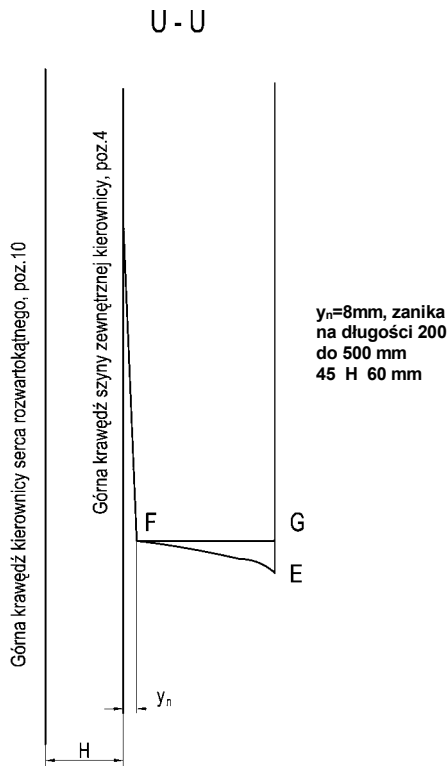
ang.	niem.	franc.
* „guiding edge”,	„Leitkante”,	„flanc de guidage”
** „ride edge”,	„Fahrkante”,	„file directrice”
*** „mathematical nose”,	„mathematische Herzstückspitze”,	„pointe mathématique”
**** „real nose”,	„tatsächliche Herzstückspitze”,	„pointe réelle”

## 5.2. Długość luki bez prowadzenia zestawu kołowego

### 5.2.1. Długość luki w skrzyżowaniu kiedy zestaw kołowy nie jest prowadzony przez powierzchnię boczną szyny zewnętrznej.

Przebieg przejazdu zestawu kołowego przez serca rozwartokątne w krzyżownicy jest następujący. Niech rozpatrywany zestaw kołowy przejeżdża wzdłuż toru prowadzącego z prawego dolnego narożnika rysunku 19 do lewego górnego narożnika tego rysunku.

Rys. 20. Nos serca rozwartokątnego krzyżownicy (szczegóły „F” z rys. 19)



Rys. 21. Przekrój U-U z rys.20

Na odcinku AF (rys.20) obrzeża prawego koła tego zestawu nie jest prowadzone prawostronnie przez bok szyny (poz. 4). Odcinek AF (rys.20) składa się z odcinków AE i EF, przy czym długość odcinka AE zwana teoretyczną luką w sercu krzyżownicy (niem. „theoretische Herzstücklücke”, ang. „mathematical gap”) jest sumą odcinków  $AK_1 + K_1E$  i wynosi:

$$l_{AE} = E \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} + \frac{E}{\operatorname{tg} \beta} = E \cdot \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}{\operatorname{tg} \beta} \approx \frac{E}{\operatorname{tg} \beta} \quad (12)$$

ponieważ  $\beta$  jest kątem małym.

Zatem:

$$l_{AE} \approx \frac{E}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{40}{\frac{1}{9}} = 360 \text{ mm}$$

Nos serca rozwartokątnego krzyżownicy nie może być ostry; jego czoło musi mieć pewną szerokość  $w_n$  nie mniejszą niż 2 mm, co wraz z wymiarem  $x_n = 3$  mm (rys.20) daje

$$l_{FJ} = w_n + x_n = 2 + 3 = 5 \text{ mm}$$

Długość odcinka EF z rys.20 wynosi:

$$l_{EF} = \frac{l_{FJ}}{2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{l_{FJ}}{2} \cdot \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\beta}{2}}}{\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \approx \frac{l_{FJ}}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \quad (13)$$

czyli

$$l_{EF} = \frac{5}{2 \cdot \frac{1}{18}} = 45 \text{ mm}$$

Faktyczna luka nieprowadząca w krzyżownicy, czyli faktyczna długość odcinka, na którym powierzchnia boczna główki szyny (poz.4) w krzyżownicy nie prowadzi obrzeża koła zestawu kołowego prawostronnie, wynosi:

$$l_{AF} = l_{AE} + l_{EF} \quad (14)$$

czyli

$$l_{AF} = 360 + 45 = 405 \text{ mm}$$

Zużywanie się szyn praktycznie nie zmienia długości odcinka  $l_{AF}$ .

### 5.2.2. Długość tej części odcinka, na której kierownica kompensuje brak prowadzenia przez bok szyny

Na długości odcinka AK przedstawionego na rysunku 19 rolę prawostronnego prowadzenia bocznego zestawu kołowego pełni lewa kierownica krzyżownicy pozycja 9.

Długość odcinka AK z rys.19 wynosi:

$$l_{AK} = C \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \quad (15)$$

czyli

$$l_{AK} = 1395 \cdot \frac{1}{18} = 77,5 \text{ mm}$$

W wyniku zużycia, gdy wymiar C osiągnie najmniejszą dopuszczalną wartość  $C_{\min} = 1393$  mm,  $l_{AK}$  wyniesie:

$$l_{AK \min} = C \cdot \frac{1}{18} = 1393 \cdot \frac{1}{18} = 77,4 \text{ mm}$$

Praktycznie nie ma różnicy pomiędzy  $l_{AK}$  a  $l_{AK \min}$ , wobec czego przyjęto jednolitą wartość  $l_{AK} = 77,5$  mm.

### 5.2.3. Długość rzeczywistej luki w skrzyżowaniu kiedy zestaw kołowy nie jest prowadzony ani prawostronnie przez bok prawej szyny ani lewostronnie przez kierownicę

Z rys.20 i 21 wynika, że szukaną wielkością jest odcinek FK, którego długość wynosi:

$$l_{FK} = l_{AF} - l_{AK} \quad (16)$$

czyli

$$l_{FK} = 405 - 77,5 = 327,5 \text{ mm}$$

Gdyby średnica kół zestawu kołowego była bliska zeru, to zestaw ten nie byłby prowadzony poprzecznie prawostronnie na długości drogi równej 327,5 mm.

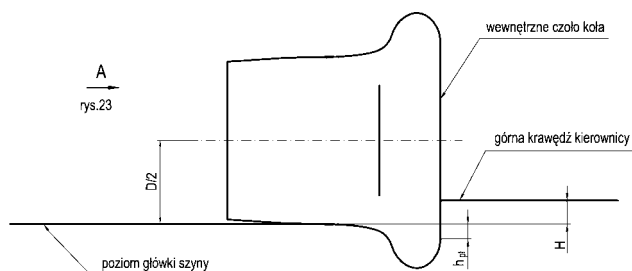
Jednak średnica koła jest znacznie większa od zera i na pewnych częściach tej długości zestaw kołowy jest prowadzony prawostronnie przez kierownicę 9 lewego serca krzyżownicy z tego względu, że dla koła

o skończonej wartości średnicy  $D$  znacznie większej od zera również cięciwa koła wierzchołkowego ma skończoną wartość długości większą od zera.

### 5.3. Długość drogi przebytej przez środek lewego koła

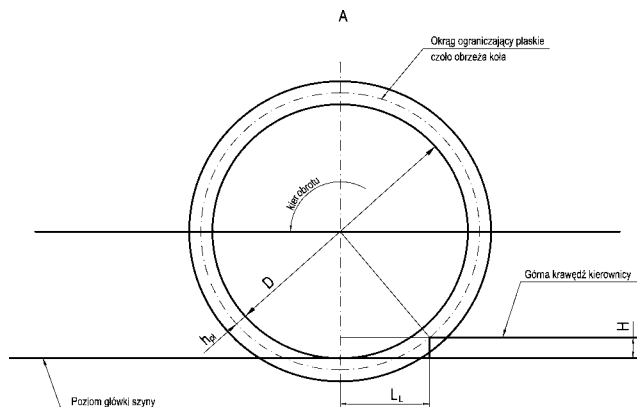
Przeanalizowano ruch lewego koła, gdy zestaw kołowy jest prowadzony przez lewą kierownicę krzyżownicy od chwili, gdy punkt styku bieżni koła z szyną znajdował się w miejscu załamania lewej kierownicy serca rozwartokątnego (poz.9 z rys.19) do chwili, gdy płaskie czoło tego koła wyjdzie poza kontur kierownicy.

Sytuację pokazano na rys.22 i 23.



$h_{pl}$  – wysokość płaskiego wewnętrznego czoła obrzeża

Rys. 22. Współpraca lewego koła z lewą kierownicą serca rozwartokątnego



Rys. 23. Widok „A” z rys. 22

W chwili przedstawionej na rys.23 lewe koło traci prowadzenie przez lewą kierownicę krzyżownicy (poz.9 na rys.19) i może zacząć skręcać w prawo w tor utworzony z szyn, poz.4 i 7.

Zachodzi zależność:

$$L_L = \sqrt{\left(\frac{D}{2} + h_{pl}\right)^2 - \left(\frac{D}{2} - H\right)^2} = \sqrt{D \cdot (H + h_{pl}) \cdot \left(1 - \frac{H - h_{pl}}{D}\right)}$$

Wyrażenie

$\frac{H - h_{pl}}{D}$  jest bardzo małe w zestawieniu z jedynką i

można je pominąć.

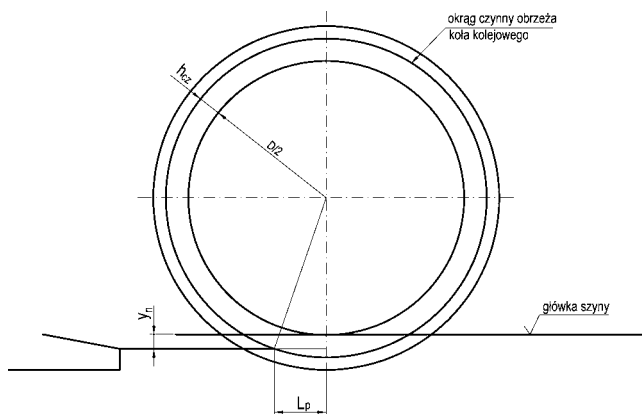
Zatem

$$L_L \approx \sqrt{D \cdot (H + h_{pl})} \quad (17)$$

Według [6] dla klasycznych kół kolejowych najmniejsza  $D$  wynosi 840 mm, najmniejsza wysokość kierownicy nad poziomem główek szyn  $H = 45$  mm oraz wysokość płaskiego czoła obrzeża koła  $h_{pl} = 10$  mm. Zatem z wzoru (17) otrzyma się

$$L_L = \sqrt{D \cdot (H + h_{pl})} = \sqrt{840 \cdot (45 + 10)} = 214,94 \approx 215 \text{ mm}$$

W przedstawionej chwili cięciwa okręgu czynnego obrzeża prawego koła na poziomie obniżonego nosa prawego serca krzyżownicy będzie oddalona od pionowej płaszczyzny symetrii zestawu kołowego o wielkość  $L_p$ , którą wyznaczono poniżej, a sytuację przedstawia rys.24.



Rys. 24. Usytuowanie prawego koła w luce serca rozwartokątnego

Połowa cięciwy wynosi:

$$L_p = \sqrt{\left(\frac{D}{2} + h_{cz}\right)^2 - \left(\frac{D}{2} + y_n\right)^2} = \sqrt{D \cdot (h_{cz} - y_n) \cdot \left[1 - \frac{h_{cz} + y_n}{D}\right]}$$

Wyrażenie

$\frac{h_{cz} + y_n}{D}$  jest bardzo małe w zestawieniu z jedynką i

można je pominąć.

Zatem

$$L_p \approx \sqrt{D \cdot (h_{cz} - y_n)} \quad (18)$$

Według [6] czynna wysokość obrzeża  $h_{cz} = 26$  mm a obniżenie nosa serca  $y_n = 8$  mm.

Zatem wg zależności (18):

$$L_P = \sqrt{840 \cdot (26 - 8)} = 122,96 \approx 123 \text{ mm}$$

Suma odległości  $L_L + L_P$  wynosi

$$L_L + L_P = 215 + 123 = 338 \text{ mm}$$

co stanowi więcej niż  $l_{FK} = 327,5 \text{ mm}$ .

Zatem w przypadku zestawu kołowego o średnicy 840 mm lub większej, zanim jego lewe koło utraci prawostronne prowadzenie boczne realizowane przez lewą kierownicę krzyżownicy rozwartokątnej, już jego prawe koło swoją cięciwą okręgu czynnej wysokości obrzeża przejdzie poza nos prawego serca krzyżownicy, czyli uzyska prawostronne prowadzenie boczne realizowane przez prawą szynę toru.

Największa wartość wymiaru  $(a_{kol} + b_{kol})_{max} = 1396 \text{ mm}$  podczas gdy najmniejsza szerokość prowadząca krzyżownicy wynosi  $C_{min} = 1393 \text{ mm}$ .

Na okręgu czynnej wysokości obrzeża koła wymiar  $(a_{kol} + b_{kol})_{max}$  jest mniejszy o 8 mm od wartości 1396 mm [6].

Zatem  $(a_{kol} + b_{kol})_{rob} = 1396 - 8 = 1388 \text{ mm}$ , wobec czego obrzeże prawego koła wchodzi obok nosa prawego serca krzyżownicy z luzem 5 mm. Gdy nos osiąga pełną wysokość, tak że krąg toczy koła prawego zetknie się z jego bieżnią, wówczas wymiar  $(a_{kol} + b_{kol})_{max}$  osiąga swą pełną wartość 1396 mm, co jest większe o 3 mm od najmniejszej szerokości prowadzącej krzyżownicy  $C_{min}$ . Wtedy droga odepchnięcia zestawu kołowego w bok wyniesie 3 mm, co jest w zupełności dopuszczalne.

#### 5.4. Wymiary kół o małych średnicach

Z dotychczasowych obliczeń wynika, że jedynie zestawy kołowe o średnicy tocznej  $D \geq 840 \text{ mm}$  mają zapewnione stuprocentowe bezpieczeństwo przed wykolejeniem podczas przejazdu przez serce rozwartokątne w krzyżownicy i z tego względu do połowy dwudziestego stulecia wszystkie pojazdy kolejowe, za wyjątkiem drugorzędnych pojazdów gospodarczych, miały koła o średnicy tocznej  $D \geq 840 \text{ mm}$ .

W połowie dwudziestego stulecia nastąpiła zmiana poglądów na omawiany temat, a powodem tego było wprowadzenie w życie w USA nowej koncepcji transportu towarowego znanej pod symbolem TOFC (trailers on flat cars = naczepy samochodowe na platformach kolejowych).

W Europie zaczęto próbować naśladować tę intermodalną komunikację, ale natknięto się na poważny problem w postaci niskiej skrajni taboru i skrajni budowli, które uniemożliwiały przewóz naczep na typowych platformach.

Dla pokonania tych problemów zastosowano naraz dwa sposoby: zagłębienia w podłogach specjalnych platform kolejowych na koła samochodowe (wagon kieszeniowy), oraz koła o bardzo małej średnicy  $D \geq 330 \text{ mm}$ .

Wymagało to jednak zapewnienia zestawom kołowym o małej średnicy tocznej bezpiecznej jazdy po torach kolejowych.

W tym celu zwiększono wysokość obrzeży kół, przyjmując ją równą  $32^{+4} \text{ mm}$  zamiast wartości stosowanej dla kół normalnych równej  $28^{+8} \text{ mm}$ . Zatem dla małych kół czynna wysokość obrzeża wyniesie

$$h_{rob\ mk} = 32^{+4} - 2 = 30^{+4} \text{ mm}$$

Dalej postanowiono, że dla małych kół wymiar szerokości prowadnej zestawu kołowego nigdy nie może być mniejszy niż  $d_{min\ mk} = 1415 \text{ mm}$ . Zatem najmniejsza grubość obrzeża małego koła wynosi:

$$b_{min} = \frac{d_{min} - a_{max}}{2} = \frac{1415 - 1360^{+2}}{2} = 26,5 \text{ mm}$$

Przyjęto również postanowienie, że dla małych kół nie dopuszcza się niejednakowego zużywania się obrzeży obu kół zestawu kołowego. Zatem tolerancja eksploatacyjna wymiaru  $b$  wyniesie:

$$b = 32,5_{-5}^{+0,5} \text{ mm}$$

Postanowiono też, że tolerancja eksploatacyjna wymiaru szerokości wieńca koła wyniesie

$$f = 135_{-2}^{+5} \text{ mm} \text{ (wraz z rozwalcowaniami eksploatacyjnymi).}$$

#### Przejazd zestawu kołowego z kołami o średnicy 330 mm przez krzyżownicę

Dla małego koła półcięciwa okręgu płaszczyzny czołowej lewego koła wynosi z wzoru (17)

$$L_L = \sqrt{D_{mk} \cdot (H + h_{pl})} = \sqrt{330 \cdot (45 + 10)} = 134,72 \approx 135 \text{ mm}$$

Dla tego koła półcięciwa okręgu czynnej wysokości obrzeża prawego koła wynosi z wzoru (18)

$$L_P = \sqrt{D_{mk} \cdot (h_{czmk} - y_n)} = \sqrt{330 \cdot (30 - 8)} = 85,20 \approx 85 \text{ mm}$$

Suma półcięciw  $L_L$  i  $L_P$  dla małego koła wynosi 220 mm.

Jest to mniej niż długość rzeczywistej luki w sercu krzyżownicy obliczonej wzorem (16)  $l_{FK} = 327,5 \text{ mm}$ .

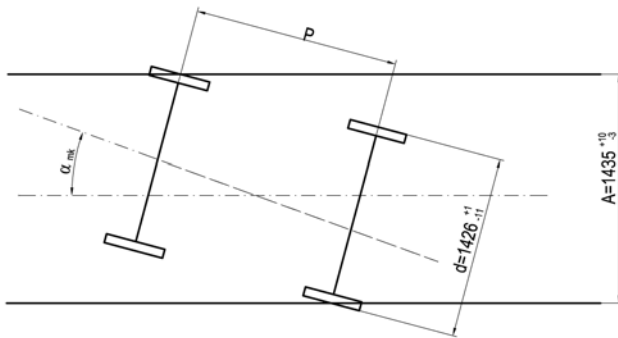
Długość odcinka w prawym sercu krzyżownicy, na której zestaw kołowy w ogóle nie jest prowadzony prawostronnie, wynosi:

$$L_N = l_{FK} - (L_L + L_P) = 327,5 - 220 = 107,5 \text{ mm}$$

Na odcinku  $L_N$  zestaw kołowy może usiłować skrócić w nieprawidłowe koleiny serc krzyżownicy i o ile zaistniałby taki przypadek, to natychmiast nastąpiłoby wykolejenie pojazdu, w którym zestaw ten byłby zabudowany.

Gdyby zestaw kołowy wjeżdżał w krzyżownicę w taki sposób, że podłużna oś symetrii wózka pojazdu pokrywałaby się z podłużną osią symetrii toru, to byłaby jakaś szansa na to, aby w krzyżownicy zestaw ten biegł równoległe do kierownicy lewego serca w krzyżownicy. Ale to na ogół nie zdarza się. Przeważnie

wózki wężykują, a wtedy przy największej amplitudzie wężykowania podłużna oś symetrii wózka jest odchylona od podłużnej osi symetrii toru o pewien kąt  $\alpha$ , zwany kątem natarcia. W torze prostym kąt natarcia pokazano na rys. 25.



Rys. 25. Kąt natarcia wózka na torze prostym

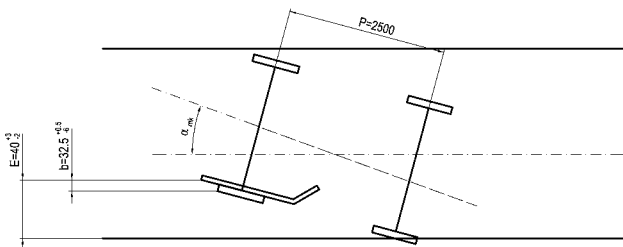
Kąt natarcia wynosi:

$$\operatorname{tg} \alpha_{mk} = \frac{A-d}{p} = \frac{1445-1415}{2500} = 0,012 \quad \text{i}$$

$$\alpha_{mk} = 0^{\circ} 41' 20''$$

Baza w kolejowym wózku osobowym wynosi  $p = 2500$  mm.

Gdy wózek jest prowadzony przez kierownicę krzyżownicy to sytuacja jest inna i kąt natarcia pokazano na rys.26.



Rys. 26. Kąt natarcia wózka na lewą kierownicę krzyżownicy rozwartokątnej

Kąt natarcia

$$\operatorname{tg} \alpha_{mk} = \frac{E_{\max} - b_{\min}}{p} = \frac{43 - 26,5}{2500} = 0,0066 \quad \text{i}$$

$$\alpha_{mk} = 0^{\circ} 22' 50''$$

Wtedy po utracie prawostronnego prowadzenia bocznego zestaw kołowy mógłby biec dalej jako odchylony od podłużnej osi symetrii toru o kąt natarcia, gdyby na niego nie działały żadne siły boczne. Ale najczęściej działa jakaś siła poprzeczna (np. pochodząca od wiatru bocznego). Siła ta spycha zestaw kołowy w bok od jego trajektorii, powodując dwa skutki:

- przesunięcie poprzeczne zestawu kołowego w stosunku do toru
- zwiększenie kąta natarcia po przejeździe przez odcinek pozbawiony prowadzenia bocznego.

Komitet Ekspertów ORE dokonał wiele analiz i pomiarów stwierdzając, że ta w/w siła poprzeczna nigdy nie bywa większa niż 1/3 nacisku pionowego zestawu kołowego na tor. Stwierdził też, że poślizg poprzeczny zestawu kołowego w krzyżownicy nigdy nie bywa większy niż 20 % przebytej długości drogi wzdłuż toru, a kąt natarcia nigdy nie osiąga wartości większej niż  $1^{\circ}$ . Wyniki badań opisano w raporcie ORE C9/RP8 [13].

Z tytułu zbrocenia zestawu kołowego o kąt  $1^{\circ}$  może wyniknąć dodatkowe przemieszczenie poprzeczne  $\Delta y_{1^{\circ}}$  punktu styku koła z szyną w sercu rozwartokątnym na długości  $L_N$ :

$$\Delta y_{1^{\circ}} = L_N \cdot \sin 1^{\circ} = 107,5 \cdot 0,017452 = 1,88 \approx 1,9 \text{ mm}$$

Z tytułu poślizgu poprzecznego może wystąpić dodatkowe przemieszczenie poprzeczne  $\Delta y_{20\%}$  punktu styku koła z szyną:

$$\Delta y_{20\%} = L_N \cdot 0,02 = 107,5 \cdot 0,02 = 2,15 \text{ mm} \approx 2,2 \text{ mm}$$

W sumie przemieszczenie poprzeczne punktu styku koła z szyną na długości  $L_w$  może wynieść:

$$\Delta y = \Delta y_{1^{\circ}} + \Delta y_{20\%} = 1,9 + 2,2 = 4,1 \text{ mm}$$

Zatem punkt atakujący koło prawe może wystawać na zewnątrz poza linię prostą będącą przedłużeniem boku szyny, poz.1 z rys.19 o wielkość:

$$\Delta y_{proj} = a + b - C + \Delta y$$

Tu dla bezpieczeństwa trzeba przyjąć najmniejsze C, największe a i najmniejsze b. Otrzyma się:

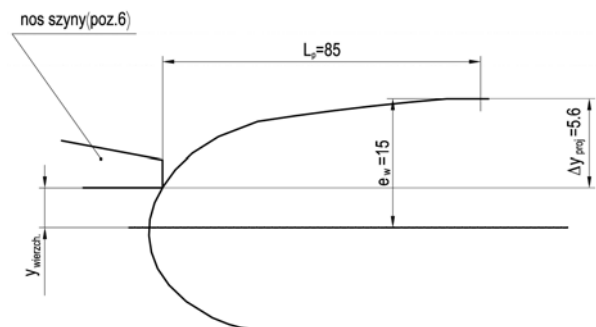
$$\Delta y_{proj} = 1360^{+3} + 32,5_{-5} - 1395_{-2}^{+3} + 4,1 =$$

$$= 1396,6_{-5}^{+3} - 1395_{-2}^{+3} = 1,6_{-8}^{+4} \text{ mm}$$

Największe wystawanie punktu atakującego wyniesie:

$$\Delta y_{proj \max} = 5,6 \text{ mm}$$

Środek wierzchołka obrzeża koła będzie oddalony od boku nosa szyny o wielkość  $y_{wierzch.}$ , co pokazano na rys 27



Rys. 27. Wejście obrzeża koła w szynę

$$y_{wierzch} = -\Delta y_{proj\ max} + e_w = -5,6 + 15 = 9,4\ mm$$

Z rys.27 wynika, że koło wchodzi między szynę, poz.6 z rys.19 a kierownicę poz.10 w taki sposób, że bok zewnętrzny obrzeża zetknie się z nosem szyny (poz.6) swoim punktem oddalonym od osi symetrii wierzchołka obrzeża o wielkość równą co najmniej  $y_{wierzch} = 9,4\ mm$ .

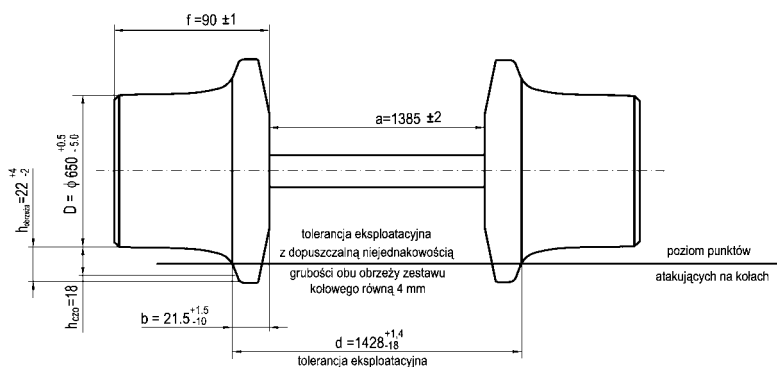
Bok nosa szyny (poz.6, z rys.19) bez trudu skoryguje kierunek biegu zestawu kołowego.

Tym sposobem Komitet Ekspertów ORE wykazał możliwość stosowania w wagonach kół o średnicach małych  $D \geq 330\ mm$  (gdyż prawdopodobieństwo wykołowania jest wtedy znikome, mimo braku prowadzenia zestawu kołowego na długości 108 mm), pod następującymi warunkami:

- grubość obrzeża nigdy nie będzie mniejsza niż  $e_{min} = 27,5\ mm$  (taki wymiar ogranicza kąt atakowania szyny poz.1 przez zestaw kołowy do wartości  $\alpha_{mk} = 0^{\circ}22'50''$ , dzięki czemu kąt ten nie zdąży rozwinąć się w sercu rozwartokątym krzyżownicy do wartości większej niż  $1^{\circ}$ )
- szerokość wieńca koła nie będzie mniejsza niż  $f_{mk} = 135_{-2}^{+5}$  (taki wymiar umożliwi bezudarowe przejeżdżanie krzyżownicy przez zestaw kołowy, czyli stabilny kontakt pionowy koła z szyną, a zatem mały poślizg poprzeczny, nie przekraczający 20 %).

## 5.5. Jazda tramwajowego zestawu kołowego po kolejowej krzyżownicy rozwartokątnej

### 5.5.1. Wymiary tramwajowego zestawu kołowego niezgodne z wymaganiami karty UIC 510-2



Rys. 28. Zestawienie wymiarów tramwajowego zestawu kołowego niezgodnych z kartą UIC 510-2 [6]

### 5.5.2. Omówienie znaczenia poszczególnych wymiarów niezgodnych z wymaganiami karty UIC 510-2

#### a) Znaczenie średnicy koła $D = 650\ mm$

Średnica ta nie stanowi przeszkody w przejeżdżaniu przez krzyżownice rozwartokątne, gdyż można do tej średnicy zastosować te same reguły, co dla małych kół kolejowych, odnośnie do których Komitet Ekspertów ORE C9 wykazał, że chociaż na krzyżownicach

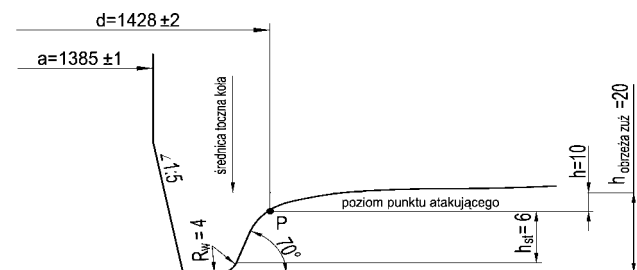
rozwartokątnych nie ma stuprocentowego bezpieczeństwa małych kół przed wykołeniem, to jednak prawdopodobieństwo wykołowania jest znikome, jeśli są spełnione warunki wymienione w pkt.5.4. [12].

#### b) Znaczenie wysokości obrzeża $h_{obrz} = 22\ mm$

Na kolejach całego świata, w tym również i PKP przyjęto tylko dwa rodzaje wysokości obrzeża:  $h_{obrz} = 28^{+8}\ mm$  oraz  $h_{obrz} = 32^{+4}\ mm$ , przy czym podane tu tolerancje są tolerancjami eksploatacyjnymi.

Jednak istotna jest nie tyle wysokość całkowita obrzeża, czy wysokość czynna obrzeża, ile wysokość stożka ściętego zewnętrznego boku obrzeża. Ta wysokość dla kół kolejowych wynosi wg karty UIC 510-2  $h_{st} = 5,7\ mm$ . Dla najbardziej zużytego koła tramwajowego wynosi ona  $h_{st\ tramw} = 20 - R_w - h = 20 - 4 - 10 = 6\ mm$ . Jest to niemal identyczna wartość, jak dla koła kolejowego.

Obrzeże koła tramwajowego jest ukształtowane wg rys. 29:



Rys. 29. Obrzeże koła tramwajowego

Zatem ta wielkość nie stanowi przeszkody, uniemożliwiającej kołom tramwajowym jazdę po torach kolejowych.

Na całym świecie, w tym również i w Polsce, jest wiele tras tramwajowych zbudowanych z szyn kolejowych i nie ma problemu z jazdą tramwajowych zestawów kołowych po tych szynach (ale nie dotyczy to jazdy po sercach kolejowych zwrotnic i krzyżownic, gdyż takich serc nie ma na liniach tramwajowych).

#### c) Znaczenie rozstawu punktów atakujących $d = 1428\ mm$

Jest to wymiar większy niż na kolei, gdzie w stanie nowym  $d = 1426\ mm$ . Decyduje zresztą wartość zużyta  $d$ , a ta jest dla tramwajów identyczna jak dla kolei i wynosi  $d = 1410\ mm$ .

#### d) Znaczenie rozstawu wewnętrznego czół kół $a = 1385\ mm$

Przy takim wymiarze „a” odległość od wewnętrznego czola jednego koła do punktu atakującego drugiego koła w stanie nowym wynosi:

$$c_{ab} = a + b = 1385_{\pm 1} + 21,5_{-8,5}^{+0,2} = 1406,5_{-9,5}^{+1,2}\ mm$$

a zatem maksymalny wymiar może wynosić  $c_{ab\ max} = 1407,7\ mm$ .



Jest to znacznie więcej niż wymiar szerokości prowadzącej krzyżownicy równy  $C = 1395_{-2}^{+3}$  mm w stanie zużyтым. Może się zatem zdarzyć, że gdy lewe koło będzie prowadzone przez kierownicę lewego serca rozwartokątnego krzyżownicy, to punkt atakujący prawego koła będzie wystawał na zewnątrz poza linię będącą przedłużeniem bocznej krawędzi prawej szyny na odcinku, gdzie nie ma tego boku, o wielkość

$$\Delta c = c_{ab} - C = 1406,5_{-9,5}^{+1,2} - 1395_{-2}^{+3} = 11,5_{-12,5}^{+1,7} \text{ mm}$$

Zatem maksymalny wymiar  $\Delta c$  może wynosić 13,2 mm.

Jest to więcej niż połowa grubości nowego obrzeża koła tramwajowego, a zatem prawe koło z dużym prawdopodobieństwem ma możliwość uderzyć swoim wierzchołkiem obrzeża o czoło nosa serca skrzyżowania, po czym wspiać się na główkę szyny zakończonej tym nosem, a wtedy zestaw kołowy wykolei się ze stuprocentową pewnością. Zatem wymiar  $a = 1385_{\pm 1}$  mm całkowicie dyskwalifikuje tramwajowy zestaw kołowy dla przejazdu przez serca rozwartokątne w krzyżownicy kolejowej.

#### e) Znaczenie szerokości obrzeża $b = 21,5$ mm

Tolerancja eksploatacyjna szerokości obrzeża obręczy wynosi  $b = 21,5_{-8,0}^{+1,5}$  mm.

Gdy koło jest prowadzone przez kierownicę, to wózek tramwajowy może ustawić się pod kątem  $\alpha_{tramw}$

$$\alpha_{tramw} = \frac{E_{\max} - b_{\min}}{p_{tramw}} = \frac{43 - 13,5}{1900} = 0,015789472 \text{ rad} = 0,904707^{\circ} = 0^{\circ}54' \approx 1^{\circ}$$

Z tego wynika, że tramwajowy zestaw kołowy już w chwili wchodzenia w krzyżownicę może być odchyłony od prostopadłej do kierunku toru o kąt, jaki Komitet Ekspertów ORE uznał za graniczny dopuszczalny po przebiegnięciu krzyżownicy.

Jeśli zestaw kołowy już wyczerpuje kąt  $\alpha = 1^{\circ}$  w chwili wejścia w krzyżownicę, to w chwili wyjścia z krzyżownicy może on tę wartość znacznie przekroczyć. To również dyskwalifikuje tramwajowy zestaw kołowy dla przejazdu przez serca rozwartokątne w krzyżownicy kolejowej.

Przy założeniu, że zestaw kołowy jest prowadzony przez tor w krzyżownicy do punktu A (rys.19) przez szynę, a kierownica w ogóle nie uczestniczy w jego prowadzeniu, wystąpi kąt  $\alpha_{\max krz} = 0^{\circ}40'$  (punkt 5.4) narzucony przez szyny; wówczas nie występuje odcinek AK (rys.19) o długości  $l_{AK} = 77,5$  mm. Zatem długość odcinka pozbawionego prowadzenia bocznego wyniesie w takim przypadku

$$L_{FK} = l_{AF \text{ zuż}} = 405 \text{ mm (wzór (16) przyjmując } l_{AK} = 0)$$

Wielkość  $H$  we wzorze (17) staje się zerem, a wyrażenie  $L_L$  będzie równe:

$$L_{L \text{ tramw}} = \sqrt{D_{\min} \cdot h_{cz \text{ obrz}}}$$

gdyż obrzeże koła tramwajowego nie posiada w ogóle płaskiej części o wysokości  $h_{pl}$ , a rolę tej części pełni w pewnym sensie czynna wysokość obrzeża równa  $h_{cz \text{ obrz}} = 18$  mm.

Zatem:

$$L_{L \text{ tramw}} = \sqrt{600 \cdot 18} = 103,92 \text{ mm} \approx 104 \text{ mm}$$

$L_P$  wyniesie (wzór 18):

$$L_{P \text{ tramw}} = \sqrt{D \cdot (h_{czo} - y_n)} = \sqrt{600 \cdot (18 - 8)} = 77,45 \text{ mm} \approx 77 \text{ mm}$$

Wobec tego

$L_{\text{bezp tramw}} = L_{L \text{ tramw}} + L_{P \text{ tramw}} = 104 + 77 = 181$  mm, a długość odcinka bez żadnego prowadzenia bocznego wyniesie

$$L_{N \text{ tramw}} = l_{npr} - (L_{L \text{ tramw}} + L_{P \text{ tramw}}) = 432 - 181 = 251 \text{ mm}$$

To jest wartość ponad dwukrotnie większa od wartości  $L_N = 108$  mm dla najmniejszych kół kolejowych o średnicy  $D = 330$  mm.

Zakładając optymistyczne, że kąt  $\alpha$  nie przekroczy  $1^{\circ}$  (choć przy długości nie prowadzonej  $L_{N \text{ tramw}} = 251$  mm jest to założeniem niczym nie uzasadnionym i bardzo ryzykownym), oraz że poślizg poprzeczny nie przekroczy 20 ‰ (co również jest bardzo optymistycznym założeniem przy tak dużej wartości  $L_{N \text{ tramw}}$ ), przemieszczenia poprzeczne punktu atakującego prawego koła będą następujące:

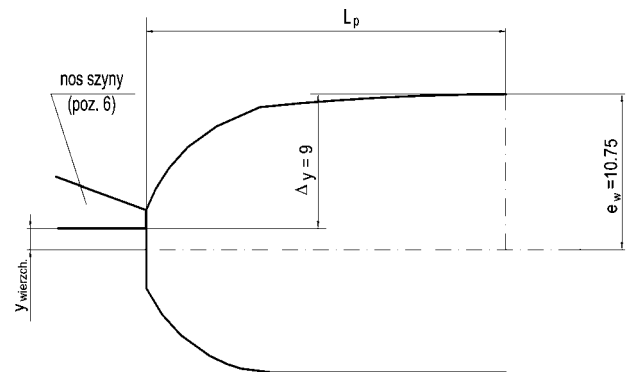
$$\Delta y_{1^{\circ}} = L_{N \text{ tramw}} \cdot \sin 1^{\circ} = 251 \cdot 0,01745 = 4,37995 \text{ mm} \approx 4,4 \text{ mm}$$

$$\Delta y_{20\text{‰}} = L_{N \text{ tramw}} \cdot 0,02 = 251 \cdot 0,02 = 5,02 \text{ mm}$$

Zatem łącznie

$$\Delta y = \Delta y_{1^{\circ}} + \Delta y_{20\text{‰}} = 4,4 + 5,02 = 9,42 \approx 9 \text{ mm}$$

Obrzeże wejdzie w nos szyny (poz.6, na rys.19) jak pokazano na rys.30.



Rys. 30. Wejście obrzeża w nos szyny

$$y_{wierzch} = -\Delta y + e_w = -9 + 10,75 = 1,75 \approx 2 \text{ mm}$$

Koło uderzy w czoło nosa swoim wierzchołkiem, uniesie się na główkę szyny będącą przedłużeniem tego nosa i z pewnością wykołei się na kolejowej krzyżownicy.

#### f) Znaczenie szerokości wieńca koła $f = 90 \text{ mm}$

Z rys.20 wynika, że szerokość „pustego miejsca” w sercu krzyżownicy tuż przy rzeczywistym nosie serca przy uwzględnieniu zużycia szerokości rowka, wynosi:

$$W_{serca} \approx 2E_{\max} + w_n + x_n = 2 \cdot 43 + 2 + 3 = 91 \text{ mm}$$

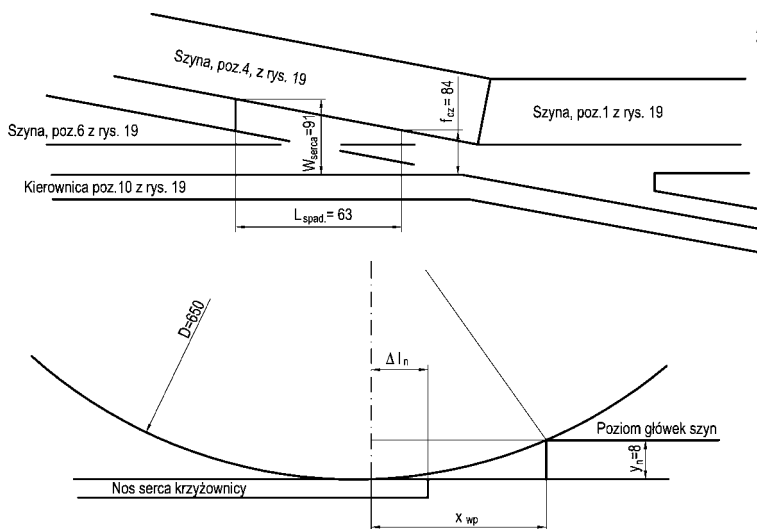
Szerokość czynna wieńca koła tramwajowego (po uwzględnieniu załamania krawędzi zewnętrznej oraz ujemnej tolerancji szerokości) wynosi:

$$f_{cz} = 90 - 1 - 5 = 84 \text{ mm}$$

Skutkiem tego koło wpadnie w to puste miejsce, spadając dynamicznie na nos serca znajdujący się o  $y_n = 8 \text{ mm}$  poniżej płaszczyzny główek szyn, (z rys.21 i 24). Wydarzy się to w odległości od czoła nosa równej

$$L_{spad} = \frac{91 - 84}{\frac{1}{9}} = 63 \text{ mm}$$

Wytworzy się sytuacja pokazana na rys.31.



Rys. 31. Wpadanie koła tramwajowego w „puste miejsce” w sercu krzyżownicy

Zachodzi tu zależność:

$$\frac{D_{\min}^2}{4} = \left( \frac{D_{\min}}{2} - y_n \right)^2 + x_{wp}^2$$

Stąd

$$\begin{aligned} x_{wp} &= \sqrt{\frac{D_{\min}^2}{4} - \left( \frac{D_{\min}}{2} - y_n \right)^2} = \sqrt{D_{\min} \cdot y_n - y_n^2} = \\ &= \sqrt{D_{\min} \cdot y_n \cdot \left( 1 - \frac{y_n}{D_{\min}} \right)} \approx \sqrt{D_{\min} \cdot y_n} = \\ &= \sqrt{600 \cdot 8} = 69 \text{ mm} \end{aligned}$$

Wyrażenie  $\frac{y_n}{D_{\min}}$  jako bardzo małe w stosunku do

jedynki pomija się.

Spadające koło uderzyłoby w nos szyny (poz.6 z rys.19) w odległości  $\Delta l_n$  od czoła nosa

$$\Delta l_n = x_{wp} - L_{spad} = 69 - 63 = 6 \text{ mm}$$

Szerokość nosa w tym miejscu wynosi:

$$b_{nosa} = w_n + \Delta l_n \cdot \frac{1}{9} = 2 + 6 \cdot \frac{1}{9} = 2,666 \text{ mm}$$

Jest to szerokość mała i z pewnością pod wpływem dynamicznego uderzenia nos szyny uległby złamaniu lub wyszczerbieniu.

Dla odmiany podczas jazdy w przeciwnym kierunku koło musiałoby unieść się w górę o  $y_n = 8 \text{ mm}$ . Zamiast tego koło to usiłowałoby rozepchać serce krzyżownicy i chyba to nastąpiłoby, gdyż zbieżność 1:9 działałaby jak klin rozpychający, niszcząc krzyżownicę i powodując wykołnienie.

Zatem szerokość wieńca  $f_{wk} = 90^{\pm 1} \text{ mm}$  dyskwalifikuje koło tramwajowe do jazdy po krzyżownicach kolejowych.

Z analizy wynika, że tramwajowy zestaw kołowy w żadnym przypadku nie jest w stanie przejechać przez krzyżownicę rozwartokątną.

## 5.6. Jazda uniwersalnego zestawu kołowego po krzyżownicy rozwartokątnej toru kolejowego

Uniwersalny zestaw kołowy to jest taki, który może jeździć bezpiecznie po krzyżownicy rozwartokątnej toru kolejowego i równocześnie po torze tramwajowym i jest przewidziany do zastosowania w tramkolu.

Z dokonanej analizy zagadnienia wynika, że koło uniwersalnego zestawu kołowego powinno mieć odpowiedni kształt.

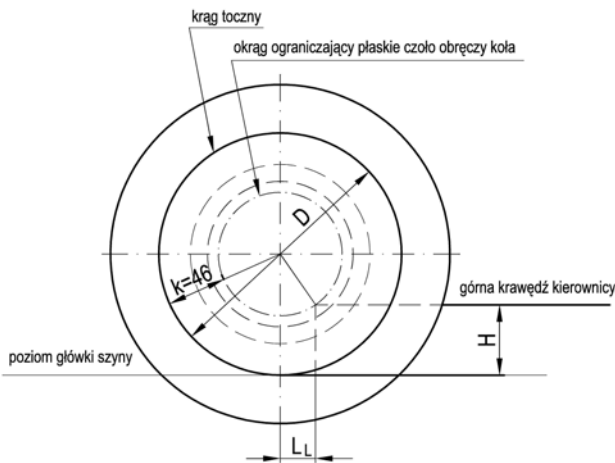
### Omówienie poszczególnych parametrów jazdy

**a) Długość rzeczywistej łuki w skrzyżowaniu, kiedy zestaw kołowy nie jest prowadzony ani prawostronnie przez bok prawej szyny ani lewostronnie przez kierownicę.**

Z punktu 5.2.3. wynika, że omawiana długość łuki wynosi  $l_{FK} = 327,5 \text{ mm}$ .

**b) Długość drogi przebytej przez środek lewego koła**

Przeanalizowano ruch lewego koła, gdy zestaw kołowy jest prowadzony przez lewą kierownicę krzyżownicy od chwili, gdy punkt styku bieżni koła z szyną znajdował się w miejscu załamania lewej kierownicy serca rozwartokątnego (poz.9 z rys.19) do chwili, gdy płaskie czoło tego koła wyjdzie poza kontur kierownicy. Sytuację pokazano na rys.32.



Rys. 32. Współpraca lewego koła z lewą kierownicą serca rozwartokątne

Zachodzi zależność:

$$L_L = \sqrt{\left(\frac{D}{2} - k\right)^2 - \left(\frac{D}{2} - H\right)^2} = \left(1 - \frac{H+k}{2D}\right) \cdot \sqrt{D \cdot (H-k)}$$

Wyrażenie  $\frac{H+k}{2D}$  w zestawieniu z jedyneką można pominąć.

Zatem

$$L_L \approx \sqrt{D \cdot (H-k)} \quad (19)$$

Wiadomo, że dla umożliwienia ruchu uniwersalnych zestawów kołowych wysokość kierownicy musi być odpowiednio wysoka. Np. dla  $H = 60$  mm i  $D = 550$  mm (oba wymiary w stanie najbardziej zużyтым):

$$L_L = \sqrt{550 \cdot (60 - 46)} = 87,74 \approx 88 \text{ mm}$$

### e) Długość cięciwy czynnej prawego koła

W omawianej chwili cięciwa okręgu czynnego obrzeża prawego koła na poziomie obniżonego nosa prawego serca krzyżownicy będzie oddalona od pionowej płaszczyzny symetrii zestawu kołowego o wielkość  $L_P$ , która jest określona wzorem (18).

$$L_P = \sqrt{D \cdot (h_{zuż} - y_n)}$$

Dla  $D = 550$  mm i  $h = 22_{-2}^{+4}$  mm (rys.2) wysokość  $y_n$  nosa krzyżownicy wynosi 8 mm.

Z kolei

$$h_{zuż} = h_{min} - r_w = (22 - 2) - 4 = 16 \text{ mm}$$

Zatem

$$L_P = \sqrt{550 \cdot (16 - 8)} = 66,33 \approx 66 \text{ mm}$$

Suma odległości  $L_L$  i  $L_P$  wyniesie

$$L_L + L_P = 88 + 66 = 154 \text{ mm}$$

Jest to mniej niż wynosi długość rzeczywistej łuki w sercu krzyżownicy, równa  $L_{FK} = 327,5$  mm.

### d) Długość nie prowadzona w sercu krzyżownicy

Długość odcinka w prawym sercu krzyżownicy, na którym zestaw kołowy nie byłby prowadzony prawostronnie, wynosi:

$$L_{N_{uniw}} = L_{FK} - (L_L + L_P) = 327,5 - 154 = 173,5 \text{ mm}$$

Na tym odcinku uniwersalny zestaw kołowy nie byłby w ogóle prowadzony prawostronnie. Jest to odcinek dłuższy o 70% od analogicznego odcinka występującego w przypadku, gdy przez krzyżownicę przejeżdżają małe koła kolejowych zestawów kołowych o średnicy 330 mm (wtedy  $L_N = 108$  mm).

### e) Przeszczenie poprzeczne zestawu kołowego w krzyżownicy

Kąt natarcia wózka na lewą kierownicę krzyżownicy wyniesie  $\alpha_{mk} = 0^{\circ}22'50''$ , identycznie jak w punkcie 5.4.

Zakładając, że kąt  $\alpha_{mk}$  nie przekroczy  $1^{\circ}$  na długości nieprowadzonej  $L_{N_{uniw}}$  w krzyżownicy, a długość ta jest o 70% większa niż długość  $L_N$  w przypadku małych kół kolejowych, co jest założeniem niczym nie uzasadnionym i bardzo ryzykownym, oraz że poślizg poprzeczny koła nie przekroczy 20 %, (co również jest bardzo ryzykownym założeniem wobec długości  $L_{N_{uniw}} = 173,5$  mm) przeszczenie poprzeczne punktu atakującego prawego koła wyniosą:

$$\Delta y_{1^{\circ}} = L_{N_{uniw}} \cdot \sin 1^{\circ} = 173,5 \cdot 0,017452 = 3,03 \approx 3 \text{ mm}$$

$$\Delta y_{20\%} = L_{N_{uniw}} \cdot 0,02 = 173,5 \cdot 0,02 = 3,48 \approx 3,5 \text{ mm}$$

Zatem łącznie

$$\Delta y = \Delta y_{1^{\circ}} + \Delta y_{20\%} = 3 + 3,5 = 6,5 \text{ mm}$$

Będzie to o 50% większe przeszczenie poprzeczne zestawu kołowego w krzyżownicy niż to, które występuje w przypadku małych kół kolejowych na tej samej krzyżownicy rozwartokątnej.

### f) Położenie wierzchołka obrzeża w stosunku do nosa krzyżownicy

W tym przypadku w krzyżownicy z początku prowadziła kierownica (poz.9 z rys.19), a zatem:

$$\Delta y_{proj} = a_{kol} + b_{tram.} + g - C_{zwr} + \Delta y = 1360_{-1}^{+1} + 21,5_{-8,5}^{+0,2} + 12,5 - 1395_{-2}^{+3} + 6,5 = 1400,5_{-9,5}^{+1,2} - 1395_{-2}^{+3} = 5,5_{-12,5}^{+3,2} \text{ mm}$$

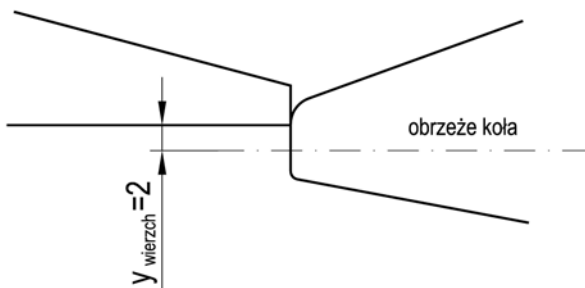
Największe możliwe wystawanie punktu atakującego poza bok szyny wyniesie:

$$\Delta y_{proj \max} = 8,7 \text{ mm} \approx 9 \text{ mm}$$

Jest to o 50% więcej niż wystawanie punktu atakującego małego koła kolejowego poza bok szyny (punkt 5.4).

Środek wierzchołka koła będzie oddalony od boku nosa szyny o wielkość  $y_{wierzch}$  (rys.33).

$$y_{wierzch} = -\Delta y_{proj\ max} + \frac{b}{2} = -9 + \frac{21,5}{2} = 1,75\ mm \approx 2\ mm$$



Rys. 33. Wejście obrzeża w nos szyny

Obrzeże koła może trafić akurat na narożnik nosa w krzyżownicy, a to może spowodować wykolejenie uniwersalnego zestawu kołowego kolejowo-tramwajowego w krzyżownicy rozwartokątnej.

### 5.7. Wnioski

Uniwersalny zestaw kołowy kolejowo-tramwajowy wykazuje bardzo duże prawdopodobieństwo wykolejenia się podczas przejazdu przez kolejową krzyżownicę rozwartokątną.

Zatem na torach kolejowych, po których miałyby kursować tramkole, należałoby usunąć wszystkie krzyżownice rozwartokątne, a więc wszystkie rozjazdy angielskie. Tam gdzie jest obfitość miejsca w głowicy rozjazdowej, każdy z takich rozjazdów angielskich należałoby zastąpić dwoma zwrotnicami przeciwbieżnymi. Układ dwu przeciwbieżnych zwrotnic spełnia wszystkie te funkcje, które pełni rozjazd angielski, ale zajmuje znacznie więcej miejsca niż ten rozjazd. Gdy na stacji kolejowej nie ma wystarczająco dużo miejsca na taką zamianę, to należy:

- albo zrezygnować z rozjazdów angielskich bez jakiegokolwiek ekwiwalentu,
- albo zrezygnować z ruchu tramkoli w tym miejscu.

## 6. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

### 6.1. Uwagi ogólne

Spośród będących w eksploatacji zestawów kołowych, zarówno kolejowych jak i tramwajowych, nie jest możliwe wytypowanie takich zestawów, które mogłyby bezproblemowo jeździć zarówno po torach kolejowych jak i tramwajowych. Jak wynika z przedstawionej technicznej analizy zagadnienia, powodem tego jest „inna” współpraca zestawu kołowego z torrem.

Rozpatrzono następujące przypadki takiej współpracy:

- a) jazda po prostych torach kolejowych i tramwajowych,
- b) jazda po łukach torów,

- c) jazda po zwrotnicach,
- d) jazda po kolejowych krzyżownicach rozwartokątnych (w tym jazda kół o małych średnicach), przy czym uwzględniono jazdę:

- kolejowego zestawu kołowego po torze zbudowanym z szyn kolejowych
- tramwajowego zestawu kołowego po torze zbudowanym z szyn kolejowych
- kolejowego zestawu kołowego po torze zbudowanym z szyn tramwajowych
- tramwajowego zestawu kołowego po torze zbudowanym z szyn tramwajowych.

W analizie uwzględniono tolerancje wykonawcze i eksploatacyjne zestawów kołowych i ich elementów oraz graniczne zużycie kół i szyn.

### 6.2. Podsumowanie poszczególnych przypadków współpracy

#### a) Jazda po torze prostym

Kolejowy zestaw kołowy z zarysem wg PN nie może w ogóle jeździć po torach zbudowanych z szyn tramwajowych.

Powody są następujące:

1. kolejowy zestaw kołowy zawsze toczy się swoją bieżnią po główce szyny i zużywa się tylko bieżnia koła, w wyniku czego maleje średnica toczna koła i w miarę przebiegu wysokość obrzeża koła zwiększa się, co uniemożliwiałoby przejazd w rowkach szyn tramwajowych,
2. rozstaw wewnętrznych krawędzi prowadnic szyn tramwajowych jest większy niż rozstaw czół obrzeży kół kolejowych zestawu kołowego i obrzeże jednego z kół nie wejdzie w rowek szyny tramwajowej (obrzeża kół kolejowych nie zmieszczą się w rowkach szyn tramwajowych).

Natomiast tramwajowy zestaw kołowy może jeździć po torach zbudowanych z szyn kolejowych (wydzielone torowiska dla tramwajów zbudowane są w wielu miastach w Polsce z szyn kolejowych).

#### b) Jazda po łukach torów

Przejazd kolejowego zestawu kołowego po łuku toru zbudowanego z szyn tramwajowych nie jest możliwy (powody podano w pkt. a).

Przejazd kolejowego zestawu kołowego po łuku toru zbudowanego z szyn kolejowych ale bez poszerzenia prześwitu toru jest w pełni możliwy.

Przejazd tramwajowego zestawu kołowego po łuku toru zbudowanego z szyn kolejowych z poszerzeniem prześwitu toru nie jest możliwy, bo szerokość obręczy kół tramwajowych  $f = 90\ mm$  jest za mała i na łuku wystąpiłoby wykolejenie. Natomiast przejazd tramwajowego zestawu kołowego po łuku toru zbudowanego z szyn kolejowych ale bez poszerzenia prześwitu toru jest możliwy.

### c) Jazda po zwrotnicach

Przejazd kolejowego zestawu kołowego po zwrotnicy kolejowej zarówno w kierunku prostym w skrajnie prawym położeniu jak również w kierunku łukowym jest w pełni możliwy, gdyż szerokość obręczy wynosi 135 mm i spełniony jest warunek, że  $f > 102$  mm.

Natomiast jazda tramwajowego zestawu kołowego po zwrotnicy kolejowej nie jest możliwa dla szerokości obręczy koła 90 mm, gdyż wzajemne ustawienie obrzeża koła i nosa zwrotnicy w najbardziej niekorzystnym przypadku spowoduje wykolejenie zestawu kołowego.

Z tego względu dla koła przewidzianego do zastosowania w tramkolu określono potrzebne wymiary oraz określono niezbędną wysokość kierownicy szyny dla zwrotnicy.

### d) Jazda po kolejowej krzyżownicy rozwartokątnej

Przejazd kolejowego zestawu kołowego po kolejowej krzyżownicy rozwartokątnej stosowanej w eksploatacji jest w pełni możliwy.

Długość luki w skrzyżowaniu, kiedy zestaw kołowy nie jest prowadzony przez powierzchnię boczną szyny zewnętrznej jest kompensowana przez kierownicę serca rozwartokątnego. Oznacza to, że zanim lewe koło zestawu utraci prowadzenie boczne realizowane przez kierownicę krzyżownicy, to już jego prawe koło przejedzie poza nos serca krzyżownicy i uzyska prowadzenie boczne realizowane przez prawą szynę toru.

Podobna sytuacja zachodzi również przy przejeździe kół o małych średnicach ( $D \geq 330$  mm) pod pewnymi warunkami (np. wysokość obrzeży kół zwiększono z 28 na 32 mm, wymiar szerokości prowadnej zestawu kołowego nie może być mniejszy niż 1415 mm, inne tolerancje wymiarów wieńca koła itp.). Komitet Ekspertów ORE dokonał wiele pomiarów i analiz w tym zakresie (m. in. poślizgu poprzecznego zestawu kołowego, siły poprzecznej i kąta natarcia) i wykazał możliwość stosowania kół o małych średnicach pod określonymi warunkami uznając, że prawdopodobieństwo wykolejenia przy przejeździe przez krzyżownicę rozwartokątną jest znikome [12].

Natomiast tramwajowy zestaw kołowy nie jest w stanie przejechać przez krzyżownicę rozwartokątną, gdyż musi się wykoleić. Również uniwersalny zestaw kołowy kolejowo-tramwajowy wykazuje duże prawdopodobieństwo wykolejenia się podczas przejazdu przez kolejową krzyżownicę rozwartokątną.

### 6.3. Zestaw kołowy dla tramkolu

Na podstawie dokonanej analizy proponuje się dla kół przewidzianych do tramkoli zastosowanie wieńca koła o odpowiednich wymiarach i kształcie podanych w [14].

Na odcinku od punktu atakującego (pkt.P) do wewnętrznej powierzchni wieńca kształt bieżni koła powinien być zgodny z normą PN-91/K-88251 [7].

Zaproponowane koło, czy to nowe czy zużyte w dopuszczalnych granicach, może toczyć się bez obawy po szynie tramwajowej wg PN-92/H-93440 [9]. Nie nastąpi zetknięcie koła z prowadnicą szyny tramwajowej ani z prowadnicą szyny kolejowej.

### 6.4. Warianty realizacji przejazdu

Istnieją dwa realne warianty realizacji przejazdu tego samego zestawu kołowego zarówno po torze kolejowym jak i tramwajowym.

Wynikające z analizy wnioski umożliwiłyby jazdę tramkolei zarówno po torach kolejowych jak i tramwajowych, ale pod warunkiem:

- przebudowy torów kolejowych albo
- przebudowy pojazdów tramwajowych i małych przeróbek torów.

#### 6.4.1. Wariant z przebudową torów kolejowych

Na torach kolejowych, po których miałyby jeździć tramkole, należałoby wprowadzić następujące przeróbki:

- a) zlikwidować wszystkie krzyżownice rozwartokątne (tzn. rozjazdy angielskie), zastępując je (tam gdzie to jest możliwe) układem dwu przeciwbieżnych zwrotnic. Taki układ spełnia wszystkie funkcje rozjazdu angielskiego, ale niestety zajmuje znacznie więcej miejsca w głowicy rozjazdowej.

Przejazd uniwersalnego zestawu kołowego przez krzyżownicę rozwartokątną jest związany z dużym prawdopodobieństwem wykolejenia. Obliczenia zawarte w pkt.5 niniejszego artykułu zostały wykonane w oparciu o założenia o dużym stopniu niepewności. Gdyby chcieć zaryzykować przejazdu uniwersalnego zestawu kołowego przez rozjazdy angielskie, to należałoby najpierw wykonać setki prób z pomiarami kąta odbiegania zestawu kołowego od położenia początkowego przy kierownicy podwójnego serca krzyżownicy oraz z pomiarami poślizgu poprzecznego zestawu kołowego w tym podwójnym sercu.

Wszystkie te próby musiałyby dać pozytywne rezultaty, a nadzieja na to jest wątpliwa.

Stopień trudności tych prób byłby znaczny, a koszt ogromny.

Wobec tego należy uznać, że stopień niepewności takiego przejazdu jest bardzo duży. Zatem na trasach, po których miałyby jeździć tramkole, należy usunąć wszystkie rozjazdy angielskie.

- b) wszystkie zwrotnice wymienić na takie, które posiadają zamykane serca, gdyż takie zwrotnice nie potrzebują w ogóle kierownic.

W przypadku niemożności lub nieopłacalności takiej wymiany, w zwrotnicach należałoby wymienić kierownice posiadające obecnie wysokość 45 mm ponad główkę szyny na kierownice o większej wysokości. Takie kierownice są powszechnie stosowane np. we Francji,

- c) wszystkie łuki torów należałoby przerobić na takie, które są pozbawione poszerzenia prześwitu toru; wtedy prześwit toru na łukach byłby taki sam jak na torze prostym, czyli 1435 mm (tolerancja eksploatacyjna  $1435_{-3}^{+10}$  mm).

Po wprowadzeniu wymienionych przeróbek torów kolejowych, mogłyby po nich jeździć klasyczne tramwaje bez jakichkolwiek przeróbek.

Nie byłyby też potrzebne skrupulatne konserwacje torów tramwajowych zatopionych w jezdniach.

**Zalety** wariantu z przebudową torów kolejowych są następujące:

- jest to wariant najprostszy konstrukcyjnie i najbardziej funkcjonalny eksploatacyjnie oraz najbardziej wytrzymały w sensie żywotnościowym,
- nie trzeba wykonać żadnych przeróbek taboru tramwajowego.

**Wadą** tego wariantu jest wysoki koszt przeróbek torów kolejowych. Co prawda koszt przebudowy torów byłby jednorazowy i obejmowałby tylko obszar, po którym byłaby przewidziana jazda tramkolei.

#### 6.4.2. Wariant z przebudową pojazdów tramwajowych

Wagony tramwajowe, aby mogły jeździć po istniejących torach kolejowych i stać się tramkolami, musiałyby zostać przekonstruowane w sposób następujący:

- a) zastosowanie wieńca koła o proponowanych w [14] wymiarach i kształcie,
- b) podniesienie dolnego konturu skrajni kinematycznej tramwaju z obecnie obowiązującej wysokości 60 mm nad główką szyny na większe, aby tramkol mógł bezpiecznie przejechać nad wyższymi kierownicami zwrotnic kolejowych.

W związku z tym musiałyby zostać przekonstruowane wszystkie elementy tramwaju, zawieszane nisko na wózku czy podwoziu, takie jak: przekładnie zębate trakcyjne, hamulce tarczowe, korpusy maźnic, odgarniacze itp.

Ponadto na trasach kolejowych, po których miałyby jeździć tramkole, należałoby:

- wymienić kierownice w zwrotnicach na wyższe lub wymienić zwrotnice na takie, które posiadają zamykane serca (nie potrzebują kierownic)
- zlikwidować wszystkie krzyżownice rozwartokątne (rozjazdy angielskie) i zastąpić je układem dwu przeciwbieżnych zwrotnic.

Na torach tramwajowych, po których jeździłyby tramkole, trzeba byłoby skrupulatnie naprawiać wszelkie zapadnięcia szyn toru tramwajowego poniżej poziomu jezdni czy też poziomu betonowych płyt wypełniających podtorze, gdyż uniesienie się bieżni koła uniwersalnego (szerszej niż klasyczne koło tramwajowe) na asfalt jezdni lub na betonową płytę wypełniającą podtorze spowodowałoby wykolejenie tramkolei.

Po takiej przebudowie pojazdów tramwajowych i przeróbek infrastruktury kolejowej, tramkole mogłyby jeździć po istniejących torach kolejowych.

**Zaletą** wariantu z przebudową pojazdów tramwajowych jest stosunkowo nieduży koszt przeróbek infrastruktury kolejowej, które polegają na:

- wymianie kierownic w zwrotnicach kolejowych na kierownice o większej wysokości ponad główkę szyny lub wymianie zwrotnic na takie, które posiadają zamykane serca
- likwidacji rozjazdów angielskich z krzyżownicami rozwartokątnymi.

**Wady** tego wariantu są następujące:

- duże trudności w przekonstruowaniu elementów wagonów tramwajowych z powodu podniesienia dolnego konturu skrajni
- duże koszty eksploatacyjne utrzymania torów tramwajowych w stanie pozbawionym jakichkolwiek zapadnięć szyn tramwajowych poniżej poziomu jezdni czy poziomu płyt podtorza.

#### 6.5. Wnioski końcowe

Z analizy wynikają następujące wnioski końcowe:

1. Spośród będących w eksploatacji zestawów kołowych, zarówno kolejowych jak i tramwajowych, nie można wytypować takich zestawów, które mogłyby bezproblemowo jeździć zarówno po torach kolejowych jak i tramwajowych.
2. Istnieją dwa realne warianty realizacji przejazdu tego samego zestawu kołowego zarówno po torze kolejowym jak i tramwajowym pod warunkiem:
  - a) przebudowy torów kolejowych w zakresie podanym w pkt. 6.4.1 albo
  - b) przebudowy pojazdów tramwajowych i małych przeróbek torów kolejowych w zakresie podanym w pkt. 6.4.2.

**Wybór wariantu** powinien być dokonany w oparciu o analizę ekonomiczną, uwzględniającą koszty jakie należałoby ponieść dla realizacji poszczególnego wariantu, oddzielnie dla każdego obszaru, po którym byłaby przewidziana jazda tramkolei.

#### LITERATURA

- [6] *Karta UIC 510-2. Pojazdy doczepne. Warunki dla stosowania kół o różnych średnicach w układach biegowych różnego typu. Wydanie 4 z kwietnia 2004r.*
- [7] *PN-91/K-88251. Zestawy kołowe taboru tramwajowego. Kontur bieżni kół elastycznych wagonów tramwajowych.*
- [8] *Radreifen 2WU 022-206 h 1800 mm Achsabs-tand, rysunek niemiecki z r. 1993.*
- [9] *PN-92/H-93440. Stal. Szyny tramwajowe z rowkiem.*

- [10] *Przepisy D1 – Przepisy techniczne utrzymania i eksploatacji nawierzchni na liniach kolejowych normalnotorowych użytku publicznego, wprowadzone Zarządzeniem nr 47 Ministra Komunikacji z dn. 01.06.1982r.*
- [11] *Karta UIC 505-1. Pojazdy kolejowe. Skrajnia pojazdów. Wydanie 9 z listopada 2003 r.*
- [12] *ORE C9/RP7 “Wzajemne oddziaływanie pojazdu i toru. Zachowanie się małych kół przy przejeździe przez serca rozwartokątne i rozjazdy krzyżowe. (Wechselwirkung zwischen Fahrzeugen und Gleis. Verhalten kleiner Räder beim Überfahren von doppelten Herzstücken von Kreuzungen und Kreuzungsweichen)”. Utrecht, październik 1965.*
- [13] *ORE C9/RP8 “Wzajemne oddziaływanie pojazdu i toru. Zachowanie się małych kół przy przejeździe przez skrzyżowanie luków  $R=450$  m i kącie pochylenia rozjazdu 1:9 . (Wechselwirkung zwischen Fahrzeugen und Gleis. Verhalten kleiner Räder beim Überfahren einer Bogenkreuzung  $R = 450$  m, 1:9)”. Utrecht, czerwiec 1967.*
- [14] *OR-8331a Analiza możliwości przejazdu tego samego zestawu kołowego po torze kolejowym i tramwajowym. IPS „TABOR” 2005r. (praca niepublikowana).*
- [15] *Id-4 (D-6) Instrukcja o oględzinach, badaniach technicznych i utrzymaniu rozjazdów. Wydana przez PKP Polskie Linie Kolejowe S.A. w 2005 r.*
- [16] *R.Lang, R.Nowak: Uwarunkowania dla jazdy tego samego zestawu kołowego po torze kolejowym i tramwajowym (1). Pojazdy Szynowe nr 1/2006*

## Mechaniczne opory tarcia występujące w cylindrach hamulcowych pojazdów szynowych

W artykule omówiono wyniki wstępnych badań dotyczące określenia mechanicznych oporów tarcia występujących w kolejowych cylindrach hamulcowych. W czasie pracy cylindra hamulcowego jego tłok uszczelniany jest uszczelką gumową smarowaną smarem stałym, dociskaną ciśnieniem powietrza wewnątrz cylindra. Celem badań było określenie wartości liczbowych oporu ruchu tłoka, wykorzystanych następnie w modelu matematycznym. Dokonano pomiarów sił tarcia różnych cylindrów z różnymi parametrami pracy i zaprezentowano wyniki.

Artykuł powstał w wyniku realizacji projektu badawczego KBN nr 5T12C03025 pt. „Badania procesów zachodzących w pneumatycznych układach hamulcowych pociągów”.

### 1. Wstęp

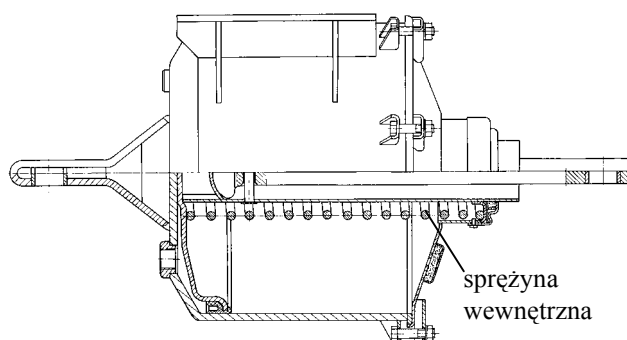
Działanie pneumatycznego układu hamulca kolejowego z punktu widzenia wytworzenia efektywnej siły na trzonie tłoka cylindra można podzielić na 3 fazy:

- wysterowanie odpowiedniego ciśnienia hamowania w zaworze rozrządczym
- dostarczenie sprężonego powietrza do cylindra
- zamiana ciśnienia sprężonego powietrza w cylindrze hamulcowym na siłę mechaniczną z uwzględnieniem strat i przeniesienie jej na elementy cierne hamulca.

Siła działająca na elementy cierne układu hamulcowego, w porównaniu z teoretyczną siłą tłokową cylindra (wynikającą z iloczynu ciśnienia w cylindrze przez pole powierzchni tłoka) przemnożoną przez przełożenie układu dźwigniowego, obciążona jest stratami. Straty te wynikają z przeciwdziałania elementów sprężystych (głównie siły sprężyny umieszczonej wewnątrz cylindra) oraz z tarcia elementów ruchomych układu mechanicznego. Straty te są uwzględniane w obliczeniach układu hamulcowego poprzez współczynnik sprawności. Dla dokładnej analizy działania pneumatycznego układu hamulca wagonu (np. niezbędnej do jego matematycznego modelowania) powinno się uwzględniać właściwości reologiczne układu ruchowego cylindra hamulcowego.

Prezentowany artykuł stanowi próbę określenia mechanicznych oporów występujących w cylindrze hamulcowym w czasie jego pracy poprzez pomiary na obiekcie rzeczywistym.

Do badań użyto kolejowych cylindrów hamulcowych wyprodukowanych w Zakładzie Budowy Maszyn OSINY, o średnicach tłoka 14” i 9”. Na rys. 1 przedstawiono przykładowy przekrój cylindra.

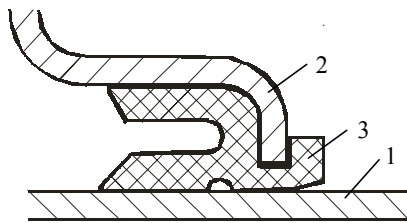


Rys.1. Przekrój kolejowego cylindra hamulcowego

Mechaniczne opory występują w cylindrze hamulcowym przy przesuwie tłoka, głównie na skutek tarcia uszczelnienia tłoka o ścianki cylindra. Gumowe uszczelnienie tłoka ma kształt wargowy. Jest dociskane do powierzchni roboczej cylindra siłami własnej sprężystości i dodatkowo parciem powietrza w czasie pracy, co powoduje zmienność sił tarcia w funkcji ciśnienia powietrza w cylindrze. Para cierna cylinder-uszczelka (rys. 2) jest smarowana smarem stałym, nałożonym przeważnie w dużej ilości. W trakcie eksploatacji ulega on zgarbianiu, starzeniu, może także chłonać wodę skraplaną ze sprężonego powietrza. Dodatkowo wielkość oporów zależy również od temperatury zewnętrznej i stanu zanieczyszczenia cylindra. Stan smarowania cylindra jest więc w znacznej mierze nieokreślony.

Drugim elementem powodującym tarcie w trakcie ruchów tłoka jest tarcie pomiędzy trzonem rurowym, a uszczelnieniem przeciwpylowym, stanowiącym prowadzenie tłoka. Ta siła tarcia osiąga dużo mniejsze wartości, niż tarcie o ścianki cylindra. Obie te siły będą rozpatrywane łącznie.





Rys. 2. Przekrój uszczelnienia tłoka  
1- cylinder, 2 - tłok, 3 – uszczelnienie wargowe

W opracowanej metodzie symulacyjnej analizy całopociągowego układu pneumatycznego hamulca kolejowego utworzono kilka modeli cylindra kolejowego, z możliwością wykorzystania różnorodnych modeli tarcia [1,3,4]. Nie posiadano jeszcze danych liczbowych dotyczących histerezy cylindra kolejowego. Analizy opisane w niniejszym artykule posłużą w kolejnym etapie do weryfikacji modeli oraz identyfikacji parametrów modelu na podstawie wyników doświadczalnych. Są one częścią identyfikacji całego układu hamulca pneumatycznego [5]. Ze względu na ograniczony zakres badań i posiadaną aparaturę, opracowanie służy do rozpoznania zjawisk, a nie do dokonania dogłębnej analizy. Poza tym pewna nieokreśloność stanu nasmarowania cylindra, wynikająca z eksploatacji w różnych warunkach, czyni dokładniejsze analizy mało przydatnymi.

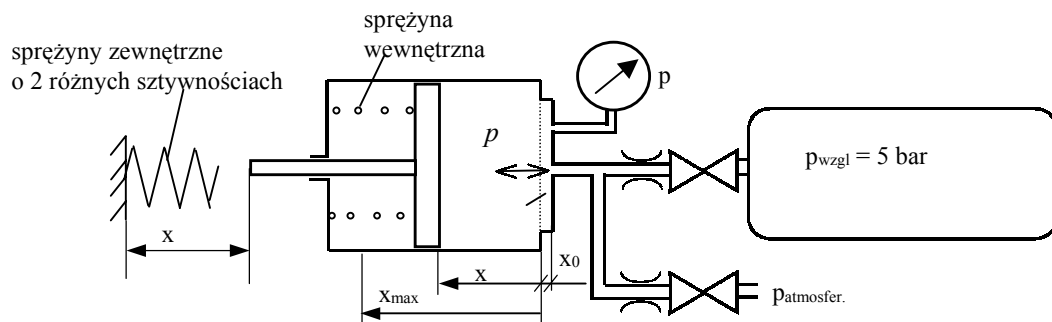
Zagadnieniami, które określono w artykule są:

- rozróżnienie siły tarcia statycznego od tarcia ruchowego (Coulomba)
- poziom siły tarcia ruchowego i jej zmienność w funkcji ciśnienia w cylindrze
- zmienność siły tarcia w funkcji prędkości przesuwu tłoka
- skrócona analiza wpływu rodzaju smaru na współczynnik tarcia w cylindrze.

## 2. Stanowisko badawcze i metody pomiaru

Schemat stanowiska badawczego podano na rys. 3. Dla celów badawczych wykorzystano:

- pneumatyczną aparaturą zasilającą
- badany układ cylindra
- czujniki ciśnienia i przemieszczeń
- cyfrową aparaturę rejestrującą.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego układu  
 $x_0$  –skok martwy,  $x$  –przesuw tłoka,  $x_{max}$  – przesuw maksymalny,  $p$  – ciśnienie w cylindrze

Rejestrowane i przedstawione wartości ciśnień są nadciśnieniami, mierzonymi w barach, od ciśnienia atmosferycznego. Przemieszczenia podano w centymetrach. Przyjęte jednostki wynikały z zastosowanego w badaniach układu pomiarowego. Wielkości sił występujących w cylindrze, również sił tarcia, określono w jednostkach ciśnienia powietrza w cylindrze. Jest to związane z przyjętym sposobem modelowania całego układu pneumatycznego opartym o wartości ciśnienia w objętościach układu.

Sztywne ograniczenie ruchu tłoka dla dużych ciśnień nie pozwoliłoby na analizę sił tarcia, dlatego w badaniach zastosowano dodatkowe sprężyny śrubowe umieszczone na zewnątrz cylindra, pomiędzy trzonem tłoka, a ogranicznikiem jego ruchu. Pozwoliło to przy większych ciśnieniach w cylindrze uzyskać możliwość (niewielkiego) przemieszczania się tłoka, zamiast przyłgnięcia trzona tłoka do odbijaka. Z powodu niewielkich prędkości tłoka założono, że histereza i tłumienie sprężyn są pomijalnie małe w porównaniu z tarcieniem tłoka i nie uwzględniono ich.

Pomiarów dokonano zarówno w zakresie niewielkich ciśnień w cylindrze (i braku sprężyny zewnętrznej), jak i w zakresie większych ciśnień spotykanych w eksploatacji, z użyciem sprężyn zewnętrznych. Łącznie dokonano pomiarów z użyciem następujących wariantów sprężyn:

1. Tylko sprężyna wewnętrzna ( o sztywności ok. 4,2 kN/m).
2. Zamontowana z luzem wstępnym sprężyna słabsza ( o sztywności ok. 257 kN/m). W zakresie małych przemieszczeń tłoka i ciśnień (dla cylindra 14” do ok. 0,14 bar) ściskana jest tylko sprężyna wewnętrzna, dla ciśnień większych obie sprężyny. Dla cylindra 9” analizowano układ bez luzu.
3. Zamontowana z napięciem wstępnym sprężyna nazwana sztywniejszą ( sztywności ok. 286 kN/m). W całym zakresie ciśnień pracuje sprężyna wewnętrzna i zewnętrzna. Napięcie wstępne zastosowano, by w ramach dopuszczalnego skoku tłoka (limitowanego skokiem czujnika przemieszczenia) uzyskać maksymalne siły w cylindrze.

W celu zamocowania sprężyny zewnętrznej usunięto ucho z trzona tłoka i wprowadzono jego centrowanie, służące również do mocowania sprężyny i czujnika przemieszczenia.

Zakres prędkości wysuwania się tłoka był różny i zadawany dławieniem przepływu w regulowanych, stałych w trakcie pomiaru przelotach zaworów do- i wylotowego. Dla określenia współczynnika tarcia statycznego prędkość tłoka po jego ruszeniu była rzędu 0,1 mm/s, a dla oszacowania siły tarcia w funkcji prędkości tłoka w zależności od rodzaju cylindra maksymalnie rzędu 450 mm/s. Przy próbach z większymi prędkościami ruchu tłoka zdemontowano filtr odpowietrzania strony swobodnej tłoka i zwiększono przeloty jego otworów, by nie powstawało nadciśnienie zmieniające wyniki pomiarów. Przy pomiarach zjawisk szybkozmiennych czujnik ciśnienia zamontowano bezpośrednio w cylindrze na dodatkowym króćcu, a nie na przewodzie, likwidując możliwość zafałszowania wyników z powodu strat przepływu.

Pomiarów dokonywano trzema metodami.

#### Metoda I

Polegała na powolnym zwiększaniu lub zmniejszaniu ciśnienia w cylindrze przy pierwotnie nieruchomym tłoku. Zaletą tej metody była możliwość dłuższego zatrzymania tłoka, ale wadą to, że w czasie dłuższego zatrzymania tłoka ciśnienie powietrza z powodu zmiany temperatury gazu mogło się zmieniać i tworzyć dodatkowe, niezaplanowane w eksperymencie naprężenie w uszczelnieniu tłoka. Wadą było też to, że nie można było uzyskać dokładnie tej samej współrzędnej przemieszczenia tłoka przy początku ruchu w obu kierunkach. Metodę tę wykorzystano do badań wstępnych.

#### Metoda II

Aby uniknąć wad pomiarów metody I dokonano pomiarów następującej sekwencji:

- 1 – wzrost ciśnienia i wysuwanie tłoka
- 2 – spadek ciśnienia - zatrzymanie tłoka i jego cofanie
- 3 – wzrost ciśnienia - zatrzymanie tłoka i ponowne jego wysuwanie.

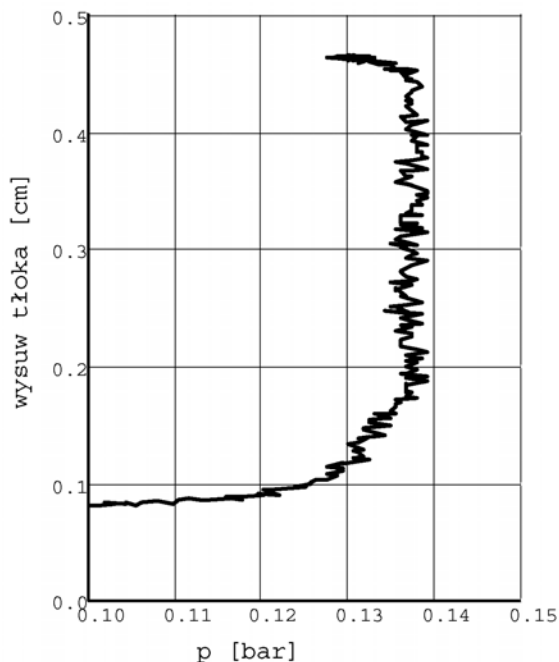
Zatrzymanie wysuwu tłoka było krótkotrwałe, zależne od histerezy ruchu tłoka, bez nieokreślonej fazy zmian ciśnienia. Pomiarów dokonano dla niewielkich prędkości ruchu tłoka (rzędu jednego-kilkunastu mm/s) oraz regulowanej przepustowości zaworów przepływu powietrza do i z cylindra.

#### Metoda III

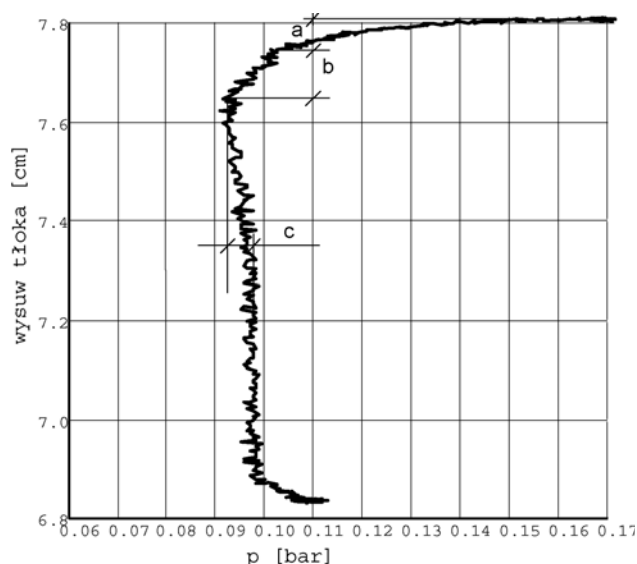
Dla określenia wpływu prędkości poruszania się tłoka na wartość siły tarcia dokonywano jednorazowego pełnego wysuwu lub cofania tłoka z różnymi prędkościami, gdyż przerywanie ruchu tłoka dla dużych prędkości byłoby utrudnione. Wyniki analizowano dla wybranych wysuwów tłoka (i odpowiadających im ciśnień).

### 3. Rozróżnienie siły tarcia statycznego od tarcia ruchowego

Dla oszacowania różnicy między tarcie statycznym i ruchowym (Coulomba) dokonywano pomiarów metodą I. Analizowano wykresy przemieszczenia tłoka w cylindrze w funkcji ciśnienia (przykładowe przebiegi przedstawiono na rys. 4 i 5).

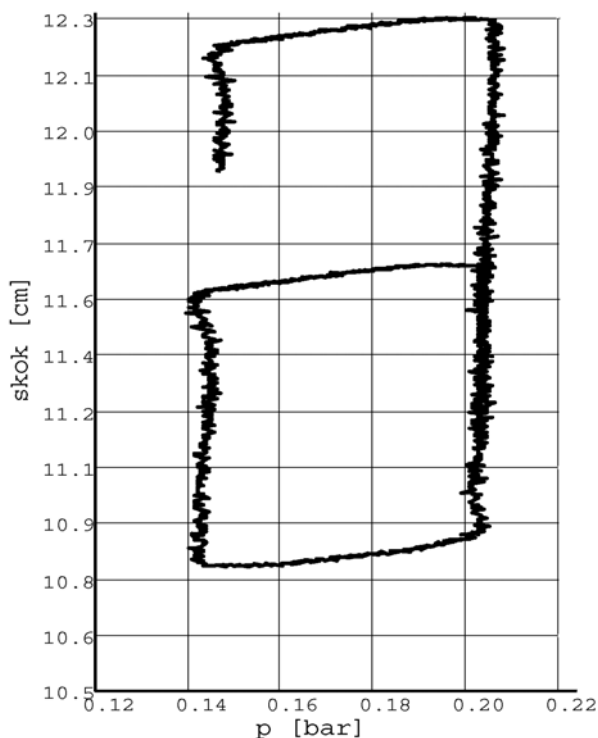


Rys. 4. Przykład wysuwania tłoka po stanie jego bezruchu



Rys. 5. Przykład cofania tłoka po stanie jego bezruchu  
a - sprężystość układu, b - deformacja uszczelki, c - wzrost tarcia statycznego

Na rys. 5 nie widać różnicy między tarcie statycznym a ruchowym. Na rysunku 6 widoczne są zjawiska zidentyfikowane jako ugięcie sprężyste uszczelnienia i różnica między ciśnieniem w warunkach tarcia statycznego i ruchowego.



Rys. 6. Przykład pojedynczego pomiaru histerezy pomierzony metodą II

Na rysunku 6 przedstawiono przykładowy wynik pomiaru dokonanego metodą II. Uzyskiwano dużą dokładność zamknięcia się pętli. Z każdego wykresu odczytywano ciśnienia zatrzymania i ruszania tłoka oraz ciśnienia dla obu kierunków ruchu dla wybranego przemieszczenia tłoka w ustabilizowanej części ruchu. Pomiarów dokonywano w całym możliwym zakresie, aż prawie do blokowania sprężyn zewnętrznych.

Różnica między tarciem statycznym a ruchowym dla większych histerez uwidaczniała się często w postaci niewielkich ruchów oscylacyjnych: ruszania i zatrzymywania się tłoka. Występowanie oscylacji zależy od omawianej różnicy sił tarcia, od sztywności szeregowych pomiędzy tłokiem, a powierzchnią cierną (sprężystości uszczelki) i sztywności pneumatycznego wzbudzenia ruchu tłoka. Zagadnienie to nie będzie dalej rozpatrywane. Wartość zmian ciśnienia w cylindrze w trakcie oscylacji w większości przypadków nie była większa, niż 0,02 bar, a jej poziom był podobny do wykazanego w trakcie nie oscylacyjnego ruszania tłoka. W skrajnych przypadkach i ruchów oscylujących zmiana ciśnienia osiągała wartości 0,05 bar, jednakże w tym przypadku na podstawie różnych pomiarów można przypuszczać, że wartość ta nie odzwierciedla wzrostu tarcia spoczynkowego, ale jest powiększona o zjawiska dynamiki ruchu tłoka.

W większej części pomiarów dokonanych w obu kierunkach ruchu brak było oscylacji i wzrost tarcia statycznego okazał się bardzo niewielki i nieregularny; wynosił on przeciętnie od 0 do 0,02 bar, skrajnie 0,05 bar; w pomiarach ze sprężynami zewnętrznymi wzrost tarcia był praktycznie niezauważalny.

Różnica ta jest niewielka i dla kilku pomiarów osiąga maksymalnie 5% siły tarcia. Dla normalnych pomiarów układu hamulcowego nie przekroczy zapewne błędu pomiarowego. W związku z tym nie będzie szczegółowej rozpatrywana.

Na wykresach widoczne są dodatkowe elementy zjawiska:

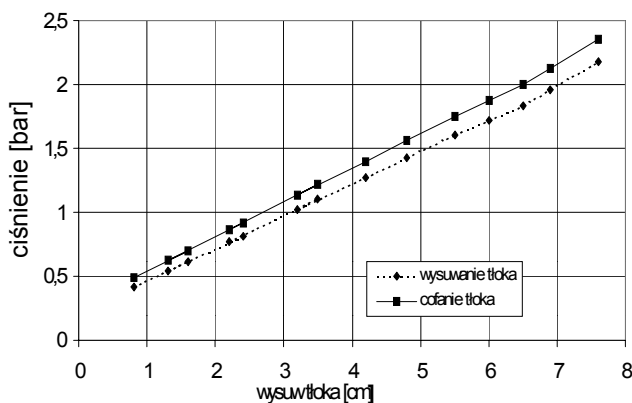
- niewielkie początkowe przemieszczenie tłoka wywołane najprawdopodobniej sztywnością układu pomiarowego, przemianami termicznymi powietrza i resztkowym uginaniem uszczelki, osiągające w ciągu kilku sekund wartość kilku dziesiątych milimetra,
- deformacja uszczelki bez przemieszczenia na powierzchni styku z cylindrem, osiągająca dla obu kierunków ruchu wartość średnią po ok. 1 mm.

#### 4. Określenie siły tarcia ruchowego w funkcji ciśnienia w cylindrze

Do dalszych analiz wykorzystano wstępny wynik badań, tzn. że różnica między tarciem spoczynkowym i ruchowym jest bardzo niewielka.

Budowa uszczelnienia tłoka z wargowym występem (rys. 2) powoduje zmienność siły tarcia w zależności od ciśnienia w cylindrze, dlatego też dalsze prezentacje wyników będą odniesione do ciśnienia nominalnego w cylindrze, które wybrano jako średnie dla wysuwania się i cofania tłoka.

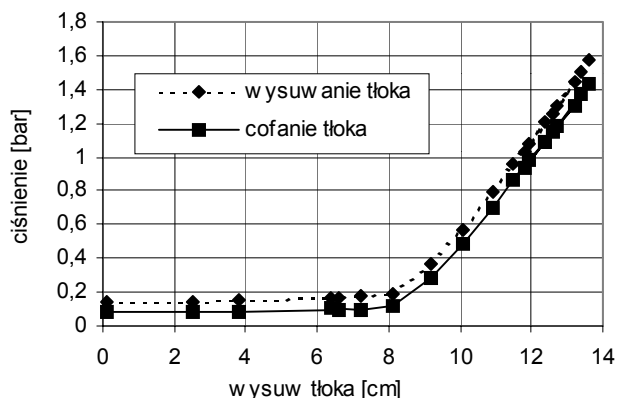
Na rysunkach 7 i 8 przedstawiono dla zobrazowania zjawiska tarcia przebieg ciśnienia w cylindrze w trakcie wysuwania i cofania tłoka.



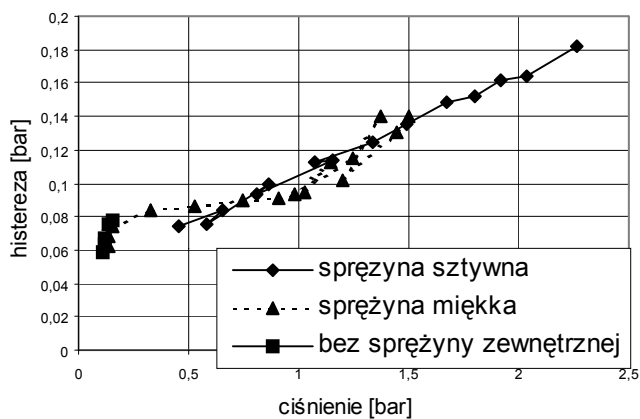
Rys. 7. Przebieg ciśnienia w cylindrze 14'' ze sztywniejszą sprężyną zewnętrzną, cylinder ze świeżym smarem ŁT43

Z przetworzonych wyników pomiarów określano histerezę przesuwania się tłoka (rozumianą jako różnicę ciśnienia między wysuwaniem a cofaniem tłoka) w funkcji ciśnienia w cylindrze. Wykresy wyników dla różnych konfiguracji badań przedstawiono na rysunkach 9 do 13. Pomiarów dokonywano dla różnych celów poznawczych i nie zawsze są one kompatybilne między sobą. Niepełna regularność wyników spowodowana jest tym, że prezentowane wartości są przetworzonymi wynikami z różnych pomiarów i błędy pojedynczych pomiarów mogą się sumować.

Połączenia punktów na wykresach służą jedynie do lepszej wizualizacji wyników.

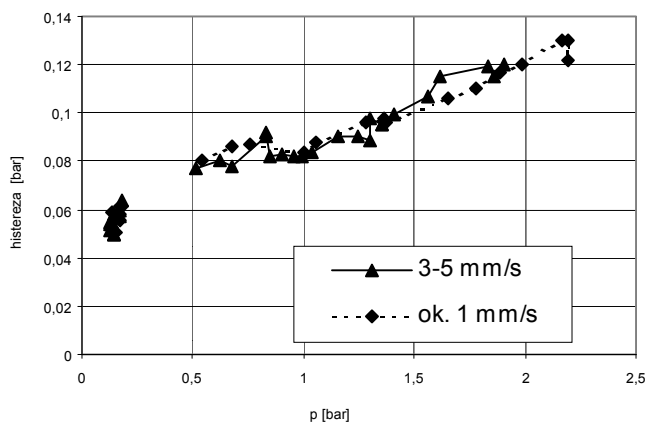


Rys. 8. Przebieg ciśnienia w cylindrze 14'' ze słabszą sprężyną zewnętrzną i posiadającą początkowy luz, cylinder ze świeżym smarem ŁT43

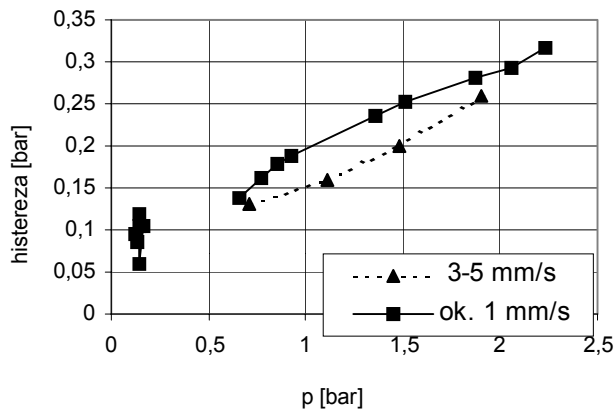


Rys. 9. Zmienność histerezy tarcia dla różnych układów sprężyn, cylinder 14'' ze świeżym smarem ŁT43

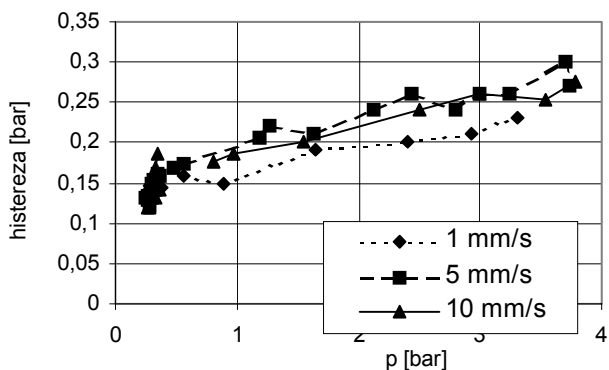
Wartości histerezy okazały się niezależne od zastosowanego układu sprężyn, co przedstawia przykładowo rys. 9. Stwierdzenie to umożliwia łączenie wyników dla różnych sprężyn wykorzystanych w pomiarach.



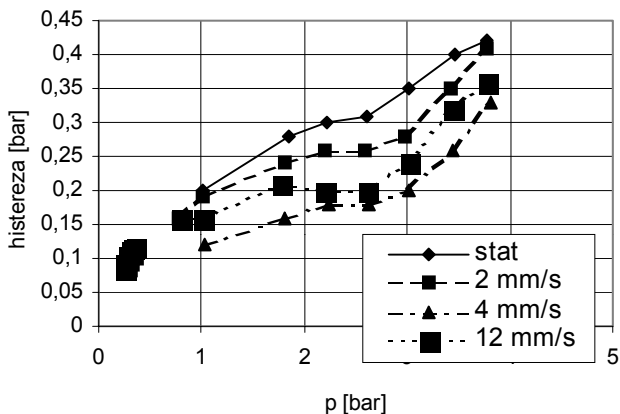
Rys. 10. Zmienność histerezy tarcia dla różnych prędkości ruchu tłoka, cylinder 14'' ze starym smarem, różne sprężyny



Rys. 11. Zmienność histerezy tarcia dla różnych prędkości ruchu tłoka, cylinder 14'' ze smarem ŁT43 po rocznej eksploatacji



Rys. 12. Zmienność histerezy tarcia dla różnych prędkości ruchu tłoka, cylinder 9'' ze starym smarem



Rys. 13. Zmienność histerezy tarcia dla różnych prędkości ruchu tłoka, cylinder 9'' ze smarem nowym Vecolit EPX-00

Jak wynika z przedstawionych wyników pomiarów, siła tarcia jest zmienna w funkcji ciśnienia w cylindrze. Zależność jest w przybliżeniu liniowa, z przesunięciem punktu zerowego spowodowanym wstępną siłą wciśnięcia uszczelnienia, osiągając do kilkunastu procent siły roboczej cylindra. Dla zerowego nadciśnienia w cylindrze wartość ciśnienia histerezy osiągnęłyby średnio dla cylindra 9'' ok.  $0,08 \div 0,13$  bar, a dla cylindra 14''  $0,05 \div 0,08$  bar. Ze względu na dużą zależność siły tarcia od stanu układu mechanicznego (głównie od stanu smaru) nie prowadzono analiz statystycznych.

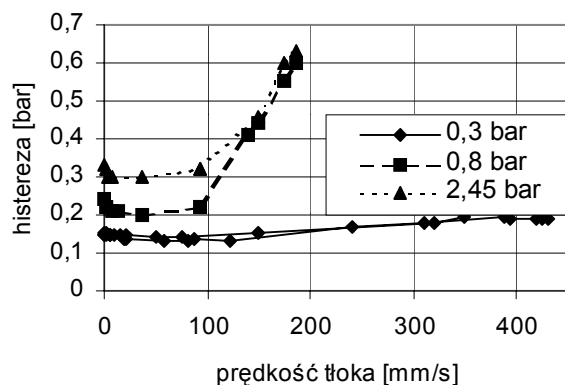
Większe wartości histerezy dla cylindra o średnicy 9'' w porównaniu z cylindrami 14'' wynikają z większego stosunku długości obwodu (i docisku) uszczelki do pola powierzchni cylindra (dla 9'' wynosi on 17,5 [1/m], a dla 14'' 11,25 [1/m]).

## 5. Zmienność siły tarcia w funkcji prędkości przesuwu tłoka

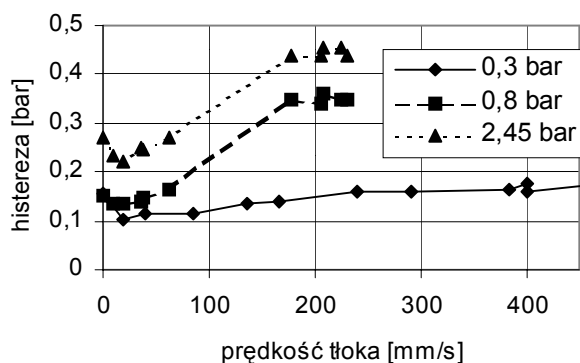
Część układów ciernych, zwłaszcza z obfitym smarowaniem, wykazuje po początkowym spadku współczynnika tarcia (z wzrastającą prędkością ruchu) ponowny wzrost współczynnika tarcia dla większych prędkości. Spowodowany jest on wzrostem naprężeń wewnątrz smaru wywołanych efektem hydrodynamicznym (efekt Stribecka [2]). Dla zbadania przebiegu tego zjawiska w przypadku cylindra hamulcowego dokonano dalszych uproszczonych analiz.

Z wykresów rys. 10 do 13 wynika, że dla małych prędkości tłoka zależność siły tarcia od prędkości nie jest regularna i jest zależna od stanu smaru. Większą regularność pomiarów uzyskano z użyciem smaru półpłynnego (Vecolit EPX-00) dla cylindra 9'', co przedstawiono na rys. 13.

Największej ilości prób metodą III dokonano dla cylindra 9'' i te wyniki zaprezentowano.



Rys. 14. Zmienność histerezy tarcia dla różnych prędkości ruchu tłoka, cylinder 9'' ze smarem starym



Rys. 15. Zmienność histerezy tarcia dla różnych prędkości ruchu tłoka, cylinder 9'' ze świeżym smarem Vecolit EPX-00

Na rys. 14 i 15 przedstawiono zależność histerezy wywołanej tarciem uszczelnienia tłoka cylindra od prędkości ruchu tłoka. Wyniki zaprezentowano dla wybranych ciśnień w cylindrze. Wyniki dla wartości średniej nadciśnienia 0,3 bar uzyskano bez sprężyny zewnętrznej, a 0,8 bar i 2,45 bar z dodatkową sprężyną zewnętrzną. Wyniki wskazują na istotny wzrost współczynnika tarcia (i histerezy) dla większych prędkości ruchu tłoka. Wzrost ten jest istotniejszy dla większych ciśnień w cylindrze. Wartość histerezy, jak i jej wzrost jest nieco większy dla starego smaru, który był gęstszy. Znaczniejszy wzrost tarcia następuje jednak dopiero dla prędkości tłoka większych, niż występujące w układzie hamulcowym. Na przykład przed przyłgnięciem par ciernych swobodny tłok (ciśnienie w cylindrze z uwzględnieniem tarcia ok. 0,3 bar) maksymalna prędkość tłoka podczas hamowania nagłego wynosi około 200 mm/s, a przy większych ciśnieniach jest dużo mniejsza. Maksymalna prędkość w trakcie pomiarów (rys. 14 i 15) była więc zawsze dużo większa, niż w trakcie eksploatacji hamulca. Zaprezentowane wyniki świadczą o tym, że w zakresie normalnej pracy cylindra nie występuje w nim znaczący, konieczny do uwzględnienia w modelu, dodatkowy wzrost tarcia zależny od prędkości ruchu tłoka.

## 6. Zmienność sił tarcia dla różnych stanów nasmarowania cylindra

Zmienność histerezy tarcia w cylindrze analizowano (wybiórczo) również w zależności od rodzaju użytego smaru. Nie prowadzono analiz dotyczących ilości smaru, gdyż normalnie jest on nakładany w znacznej ilości, a w czasie eksploatacji rozmieszczany w nieokreślony sposób wewnątrz cylindra.

W trakcie pomiarów wykorzystano następujące rodzaje smarów (w nawiasie podano, w którym cylindrze zastosowano):

- stary smar wieloletni (nieokreślony, zawarty przed pomiarami w wykorzystanych cylindrach 9'' i 14''), był on gęstszy, niż zastosowane świeże smary i w większości zgromadzony na niepracujących powierzchniach cylindra
- smar stały ŁT-43 świeży (cylinder 14''); posiada on konsystencję (współczynnik penetracji 260÷300) nieco rzadszą, niż stary smar
- smar stały ŁT-43 po rocznej eksploatacji na stanowisku pomiarowym (cylinder 14'')
- półpłynny smar świeży Vecolit EPX-00 (współczynnik penetracji 420) zalecany z powodu odporności: temperaturowej i na działanie wody (cylinder 9'').

Wyniki pomiarów dla różnych smarów przedstawiono na rys. 10 do 13. Wynikają z nich następujące spostrzeżenia:

- stary smar w cylindrach nie wykazywał znacznie gorszych, niż smary świeże, właściwości smarowych, pomimo kilkunastoletniej eksploatacji na stanowisku badawczym
- cylinder 14" ze świeżym smarem ŁT43 nie wykazywał lepszej charakterystyki, niż ze starym smarem w cylindrze
- cylinder 14" ze smarem ŁT43 po rocznej eksploatacji wykazał znacznie większą histerezę, niż smar ŁT-43 świeży lub stary zastany w cylindrze, zwłaszcza dla większych ciśnień w cylindrze, osiągając histerezę do 15% ciśnienia w cylindrze ( prawie dwukrotnie większą, niż w innych przypadkach); spowodowane jest to najprawdopodobniej częściowym usunięciem smaru z powierzchni tarcia i zmianami chemicznymi z powodu zawilgocenia smaru w trakcie eksploatacji
- smar świeży półpłynny Vecolit EPX-00 wykazuje mniejszą histerezę, niż gęstszy smar stary (czego należało się spodziewać).

Problematyka rodzaju smaru wymaga dalszych badań.

## 7. Wnioski

Przedstawione analizy dokonane na podstawie przeprowadzonych różnorodnych pomiarów doświadczalnych ważne są dla konkretnych cylindrów hamulcowych, jednakże na ich podstawie można wstępnie określić następujące uogólnione zależności siły tarcia dla cylindra hamulcowego:

- siły tarcia statycznego w cylindrze osiągają wartości pozwalające określić je jako istotne, gdyż w niekorzystnych przypadkach mogą osiągnąć ok. 15 % siły pneumatycznej w cylindrze
- histereza tarcia dla większych ciśnień w cylindrze osiągała wartości 6÷15 % ciśnienia w cylindrze, co w uproszczeniu daje sprawność cylindra rzędu 97÷92,5 % stanowiąc istotną część spadku sprawności całego układu hamulcowego
- zmienność siły tarcia w funkcji ciśnienia w cylindrze jest znaczna, zmienia się ona w przybliżeniu liniowo wraz z ciśnieniem w cylindrze, posiadając równocześnie niezerową wartość początkową siły tarcia dla nadciśnienia zerowego. Wartość ta zależy od średnicy cylindra. Wartość histerezy dla cylindra 9" i zerowego nadciśnienia osiągnęła wartość 0,08÷0,13 bar, a dla nadciśnienia 3 bar ok. 0,2÷0,35 bar; nie wykazano jednoznacznej zależności tarcia od stanu smaru we wnętrzu cylindra

- siła tarcia ruchowego (Coulomba) różni się od siły tarcia statycznego bardzo niewiele, nie pozwalając przy tych uproszczonych badaniach na jej ujęcie statystyczne; dla symulacji cylindra różnica jest nieistotna, natomiast może ona spowodować powstanie niewielkich oscylacji ruchu tłoka
- zmienność siły tarcia w funkcji prędkości przesuwu tłoka w zakresie roboczych prędkości przesuwu tłoka jest wykrywalna, jednakże mało istotna dla analiz układu hamulcowego, natomiast jest bardziej istotna dla większych prędkości tłoka poza zakresem spotykanym w układach hamulca kolejowego.

## Literatura

- [1] Gąsowski W., Piechowiak T.: *Matematyczny opis zjawisk zachodzących w układzie pneumatycznym hamulca pociągu. Pojazdy Szynowe, nr 1/2004.*
- [2] Olsson H., Aström K.J., Canudas de Wit C., Gäfvert M., Lischinsky P.: *Friction Models and Friction Compensation. European Journal of Control, nr 4/1998.*
- [3] Piechowiak T.: *Metoda matematycznego modelowania układu pneumatycznego hamulca pojazdu szynowego. Pojazdy Szynowe, nr 3/2005.*
- [4] Piechowiak T.: *Metody modelowania pracy zaworów rozrządnych pojazdów szynowych. Pojazdy Szynowe, nr 1/2006.*
- [5] Piechowiak T.: *Weryfikacja modeli symulacyjnych pneumatycznego hamulca kolejowego pomiarami doświadczalnymi. XVII Konf. Nauk. POJAZDY SZYNOWE 2006, Warszawa 2006.*

## Tworzenie macierzy sztywności i macierzy mas dla zadanych częstotliwości i postaci drgań własnych układu za pomocą algorytmów genetycznych

*Wyznaczanie charakterystyk sztywnościowych i masowych dla zadanych częstotliwości drgań własnych i postaci drgań własnych projektowanego układu jest nadwymiarowym, nieliniowym zadaniem optymalizacyjnym. W artykule, do rozwiązania zadania, zastosowano metodę algorytmów genetycznych.*

### 1. Wprowadzenie

Konstrukcje nośne pojazdów są złożonymi, wielowymiarowymi układami, które są opisywane w analitycznych badaniach dynamicznych dyskretnymi modelami o wielu stopniach swobody. Celem analizy dynamicznej modelu układu reprezentowanego macierzą mas i macierzą sztywności jest wyznaczenie jego charakterystyk własnych w postaci częstotliwości drgań własnych i odpowiadającym im postaciom drgań własnych. Tak realizowane zadanie określono jako zadanie wprost, tak zwane proste zagadnienie własne.

Zaprojektowanie konstrukcji o zadanych charakterystykach własnych jako zadanie wprost jest czasochłonnym i pracochłonnym iteracyjnym procesem, nie gwarantującym uzyskania celu (jako metoda prób i błędów).

Jeśli założy się, że układ reprezentowany jest charakterystykami własnymi w postaci częstotliwości drgań własnych i odpowiadającym im postaci drgań własnych, a celem jest wyznaczenie macierzy sztywności i macierzy mas modelu projektowanego układu, to tak postawione zadanie nazwano zadaniem odwrotnym, tak zwane odwrotne zagadnienie własne.

Istotą zastosowania odwrotnego zagadnienia własnego jest to, że fizyczne parametry układu są wyznaczone dla przyjętych charakterystyk dynamicznych. O ile rozwiązywanie zadania wprost jest postępowaniem powszechnie stosowanym oraz istnieją sprawdzone procedury numeryczne w tym zakresie, o tyle rozwiązywanie zadania odwrotnego jest w fazie intensywnych badań [2,5].

Z odwrotnym zagadnieniem własnym związane są dwa podstawowe problemy: teoretyczny, związany z określeniem warunków koniecznych i wystarczających istnienia rozwiązania oraz numeryczny, dotyczący tworzenia odpowiednich procedur numerycznych. W zależności od zastosowania, odwrotne zagadnienie własne przybiera różną postać, jednak jego rozwiązanie winno spełniać więzy dotyczące charakterystyk własnych oraz więzy dotyczące struktury wyznaczanych macierzy projektowanego układu.

Przedstawione zagadnienie określono jako strukturalne, odwrotne zagadnienie własne, które zapisano w postaci:

Zadany jest zbiór  $\{\lambda_1, \dots, \lambda_n\} \in \mathfrak{R}$ . Znaleźć macierz  $\mathbf{X} \in \mathfrak{K}$  taką, że  $\sigma(\mathbf{X}) = \{\lambda_1, \dots, \lambda_n\}$ , gdzie  $\mathfrak{R}$  jest ciałem liczb rzeczywistych,  $\mathfrak{K}$  jest podprzestrzenią macierzy o przyjętej strukturze w  $\mathfrak{R}^n$ ,  $\sigma$  jest operatorem znajdowania wartości własnych macierzy.

Przykładowo, dla łańcucha szeregowo połączonych mas macierz  $\mathfrak{K}$  jest macierzą Jacobiego. Równanie ruchu takiego układu ma postać:

$$\mathbf{M} \frac{d^2 \mathbf{u}}{dt} = \mathbf{K} \mathbf{u} \quad (1)$$

gdzie:

$\mathbf{u}$  - jest wektorem przemieszczeń:

$$\mathbf{u} = [u_1 \quad \dots \quad u_n]^T \quad (2)$$

$\mathbf{M}$  - jest macierzą diagonalną mas:

$$\mathbf{M} = \text{diag}(m_1, \dots, m_n) \quad (3)$$

$\mathbf{K}$  - jest macierzą sztywności w postaci macierzy Jacobiego:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} -(k_1 + k_2) & k_2 & 0 & \dots & 0 \\ k_2 & -(k_2 + k_3) & k_3 & \dots & 0 \\ 0 & k_3 & -(k_3 + k_4) & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & k_n \\ 0 & 0 & 0 & k_n - k_n & \dots \end{bmatrix} \quad (4)$$

Przyjmując rozwiązanie dla przemieszczeń w postaci  $\mathbf{u}(t) = e^{i\omega t} \mathbf{x}$ , uzyskano równanie drgań własnych układu

$$\mathbf{K} \mathbf{x} = -\omega^2 \mathbf{M} \mathbf{x} \quad (5)$$

Definiując macierz  $\mathbf{X} = \mathbf{M}^{-\frac{1}{2}} \mathbf{K} \mathbf{M}^{-1}$  oraz podstawiając  $\lambda = -\omega^2$  opisano zadanie własne w postaci

$$\mathbf{X} \mathbf{x} = \lambda \mathbf{x} \quad (6)$$

Równanie (6) umożliwia wyznaczenie częstotliwości drgań własnych i postaci drgań własnych dla znanych wartości  $m_i$  oraz  $k_k$ . Zagadnienie odwrotne związane jest z wyznaczeniem wartości takich jak  $\frac{-k_i - k_{i+1}}{m_i}$

oraz  $\frac{k_{i+1}}{\sqrt{m_i m_{i+1}}}$  dla przyjętych wartości własnych [2].

W przypadku przyjęcia macierzy mas i macierzy sztywności o dowolnej strukturze, rozwiązanie odwrotnego zagadnienia własnego wymaga rozwiązania nieliniowego zadania optymalizacyjnego. Problemy dotyczące rozwiązywania odwrotnego zagadnienia własnego dla układów drgających przedstawiono w [5]. Problem rozwiązania odwrotnego zagadnienia własnego w drganiach układu modelowanego za pomocą metody elementów skończonych, przy zastosowaniu macierzy Jacobiego przedstawiono w [4], a problem tworzenia macierzy mas i macierzy sztywności modelu układu dla zadanych charakterystyk spektralnych, przy zastosowaniu średniokwadratowej metody optymalizacyjnej przedstawiono w [7].

Większość klasycznych metod optymalizacji stosowanych w procedurach identyfikacji parametrów modelu realizuje strategię przechodzenia z punktu do punktu, co prowadzi często do znalezienia rozwiązania w postaci optimum lokalnego. Poza tym, wymagane są zwykle dodatkowe informacje dotyczące np. gradientu funkcji celu. W przypadku stosowania optymalizacyjnych metod przeszukiwania badanej przestrzeni rozwiązań wymagane jest przyjęcie odpowiedniego punktu startowego. Tak więc, zastosowanie metod klasycznych do rozwiązania odwrotnego zagadnienia własnego nie jest efektywne.

Uniwersalny charakter metody algorytmów genetycznych powoduje, że jest ona coraz częściej stosowana w zagadnieniach identyfikacji układów drgających. Metodę algorytmów genetycznych zastosowano do optymalizacji pasywnego zawieszenia [1], do syntezy wielo-masowego układu drgającego [3] oraz do parametrycznej identyfikacji struktury nośnej [6].

W artykule zastosowano metodę algorytmów genetycznych do syntezy macierzy sztywności i macierzy mas modelu układu dla zadanych charakterystyk własnych: częstotliwości drgań własnych i odpowiadających im postaci.

## 2. Sformułowanie zadania

Celem jest wyznaczenie, dla założonych częstotliwości drgań własnych  $\Lambda$  oraz macierzy postaci drgań własnych  $\Phi$ , fizycznie realizowalnych macierzy mas

$\mathbf{M}$  i macierzy sztywności  $\mathbf{K}$  liniowego, dyskretnego modelu

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{q}(t) = \mathbf{0} \quad (7)$$

gdzie:

$\mathbf{M}$  – dodatnio określona, symetryczna macierz mas,

$\mathbf{K}$  – dodatnio pół-określona, symetryczna macierz sztywności,

$\Lambda$  – macierz częstotliwości własnych,

$\Phi$  – znormalizowana macierz postaci drgań własnych.

Przy przyjęciu  $\mathbf{q}(t) = \varphi \sin(\omega t)$  i wykonaniu odpowiednich przekształceń sformułowano symetryczne, uogólnione zagadnienie własne

$$\mathbf{K} \Phi = \mathbf{M} \Phi \Lambda \quad (8)$$

Macierze  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{K}$ ,  $\Lambda$ ,  $\Phi$  spełniają warunki ortogonalności

$$\begin{aligned} \Phi^T \mathbf{M} \Phi &= \mathbf{I} \\ \Phi^T \mathbf{K} \Phi &= \Lambda \end{aligned} \quad (9)$$

gdzie  $\mathbf{I}$  jest macierzą jednostkową.

Elementy macierzy mas  $\mathbf{M}$  są rzeczywistymi, dodatnimi wartościami. Elementy macierzy sztywności  $\mathbf{K}$  spełniają następujące zależności:

$$\begin{aligned} k_{ii} &> 0, \text{ dla } i = 1, 2, \dots, n \\ k_{ij} &< 0, \text{ dla } i \neq j \end{aligned} \quad (10)$$

$$\sum_{j=1}^n k_{ij} \geq 0, \text{ dla } i, j = 1, 2, \dots, n$$

Macierz mas  $\mathbf{M}$  oraz macierz sztywności  $\mathbf{K}$  wyznaczone na podstawie warunków ortogonalności jako

$$\begin{aligned} \mathbf{M} &= \Phi^{-T} \Phi^{-1} \\ \mathbf{K} &= \Phi^{-T} \Lambda \Phi^{-1} \end{aligned} \quad (11)$$

przeważnie nie są fizycznie realizowalne.

W artykule przyjęto, że zadane macierze wartości częstotliwości drgań własnych i postaci drgań własnych będą oznaczane indeksem \* (odpowiednio  $\Lambda^*$  oraz  $\Phi^*$ ), a wyznaczone macierze wartości częstotliwości drgań własnych i postaci drgań własnych będą oznaczane bez indeksu (odpowiednio  $\Lambda$  oraz  $\Phi$ ).

W celu wyznaczenia fizycznie realizowalnych macierzy mas  $\mathbf{M}$  oraz macierzy sztywności  $\mathbf{K}$  sformułowano zadanie optymalizacyjne:

*Dla zadanych wartości własnych  $\Lambda^* = \{\lambda_1^*, \dots, \lambda_n^*\}$  i odpowiadających im wektorów własnych  $\Phi^* = \{\varphi_1^*, \dots, \varphi_n^*\}$  wyznaczyć fizycznie realizowalne macierze mas  $\mathbf{M}$  i sztywności  $\mathbf{K}$  przy przyjęciu funkcji celu zależnych od  $\Lambda^*$ ,  $\Phi^*$ ,  $\Lambda$  oraz  $\Phi$ .*

Do rozwiązania zadania optymalizacyjnego zastosowano metodę algorytmów genetycznych.



Zadanie rozwiązano w dwóch etapach:

- "A" Jako proste zagadnienie własne.  
Dla przyjętej struktury przyjęto macierz mas  $\mathbf{M}$  i macierz sztywności  $\mathbf{K}$ . Wyznaczono macierz częstotliwości drgań własnych  $\mathbf{\Lambda}$  oraz macierz postaci drgań własnych  $\mathbf{\Phi}$ , wykorzystując odpowiednie procedury numeryczne [8].
- "B" Jako odwrotne zagadnienie własne.  
Dla przyjętej struktury przyjęto macierz częstotliwości drgań własnych  $\mathbf{\Lambda}^*$  oraz macierz postaci drgań własnych  $\mathbf{\Phi}^*$  uzyskane jako wyników w etapie "A".

### 3. Opis algorytmów genetycznych

Algorytmy genetyczne są algorytmami poszukiwania rozwiązania opartymi na mechanizmach doboru naturalnego oraz dziedziczności. Łączą w sobie ewolucyjną zasadę przeżycia jednostek najlepiej przystosowanych, z systematyczną, choć zrandomizowaną wymianą informacji. Algorytm genetyczny wykonuje wielokierunkowe przeszukiwanie przez przekształcanie populacji potencjalnych rozwiązań i prowadzi do zbierania informacji genetycznej i jej wymiany między tymi kierunkami. Populacja podlega symulowanej ewolucji: w każdym następnym pokoleniu stosunkowo „dobre” rozwiązania reprodukują się, a stosunkowo „złe” wymierają. Algorytmy genetyczne korzystają z określeń zapożyczonych z genetyki. Parametry, od których zależy rozwiązanie określa się jako geny, a ich uporządkowany ciąg chromosomem. Zbiór osobników określanych mianem chromosomów nazywa się populacją. Dla oceny chromosomu wprowadzona jest funkcja przystosowania, reprezentująca tak zwane środowisko.

Realizacja algorytmu genetycznego przebiega według następującego schematu:

- [I] generowana jest początkowa populacja,
- [II] każdemu osobnikowi przyporządkowana zostaje wartość funkcji przystosowania,
- [III] osobniki o lepszym przystosowaniu są selekcjonowane do dalszego przetwarzania,
- [IV] wybrane według odpowiedniego klucza pary osobników z puli rodzicielskiej są poddane operacji krzyżowania tworzącej potomków,
- [V] osobniki nowej populacji są poddawane mutacji,
- [VI] proces jest kontynuowany od punktu [II] aż do uzyskania zadowalającego rozwiązania.

Od tradycyjnych metod optymalizacyjnych algorytmy genetyczne różnią się tym, że:

- nie przetwarzają bezpośrednio parametrów zadania lecz ich zakodowaną postać

- prowadzą przeszukiwanie wychodząc nie z pojedynczego punktu lecz z pewnej ich populacji
- korzystają tylko z funkcji przystosowania, nie zaś z jej pochodnych lub innych pomocniczych informacji
- stosują probabilistyczne, a nie deterministyczne reguły wyboru.

Podstawowym elementem realizacji algorytmów genetycznych jest funkcja przystosowania. Stanowi ona miarę przystosowania danego osobnika w populacji. Funkcja ta jest niezwykle istotna, gdyż pozwala ocenić stopień przystosowania poszczególnych osobników populacji i na tej podstawie wybrać osobniki najlepiej przystosowane, zgodnie z ewolucyjną zasadą przetrwania najlepiej przystosowanych.

W artykule sformułowano następujące zadanie badawcze:

*Dla zadanych wartości własnych  $\mathbf{\Lambda}^* = \{\lambda_1^*, \dots, \lambda_5^*\}$  i odpowiadających im wektorów własnych  $\mathbf{\Phi}^* = \{\varphi_1^*, \dots, \varphi_5^*\}$  wyznaczyć fizycznie realizowalne macierze mas  $\mathbf{M}$  i sztywności  $\mathbf{K}$  przy przyjęciu, że w funkcji celu będącej funkcją przystosowania uwzględniono różnicę wektorów częstotliwości własnych  $\|\mathbf{\Lambda}^* - \mathbf{\Lambda}\|$ , różnicę wektorów postaci drgań własnych  $\|\mathbf{\Phi}^* - \mathbf{\Phi}\|$  oraz tzw. współczynnik MAC (Modal Assurance Criterion).*

Współczynnik MAC dla dwóch wektorów modalnych jest zdefiniowany za pomocą wzoru:

$$MAC(\varphi_i^*, \varphi_i) = \frac{|\varphi_i^{*T} \varphi_i|^2}{(\varphi_i^{*T} \varphi_i^*)(\varphi_i^T \varphi_i)} \quad (12)$$

Współczynnik MAC jest współczynnikiem korelacji zdefiniowanych wektorów własnych. Jeżeli współczynnik MAC ma wartość 1, to porównywane wektory są jednakowe.

Funkcja przystosowania składa się z dwóch elementów, pierwszy dotyczy częstotliwości drgań własnych  $J_\omega$

$$J_\omega = \sum_{i=1}^r W_{\omega i} \left( \frac{\omega_i^* - \omega_i}{\omega_i^*} \right)^2 \quad (13)$$

a drugi postaci drgań własnych modelu układu  $J_{\varphi_1}$  oraz  $J_{\varphi_2}$

$$J_{\varphi_1} = \sum_{i=1}^r W_{\varphi_1 i} (\varphi_i^* - \varphi_i)^T (\varphi_i^* - \varphi_i) \quad (14)$$

$$J_{\varphi_2} = \sum_{i=1}^r W_{\varphi_2 i} (1 - MAC(\varphi_i^*, \varphi_i)) \quad (15)$$

W pracy geny są liczbami rzeczywistymi, zmiennoprzecinkowymi wartościami mas i sztywności elementów sprężystych projektowanego układu.

Chromosom stanowi uporządkowany, szesnasto-elementowy zbiór genów w postaci:  $ch = [m_1 m_2 m_3 m_4 m_5 k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 k_7 k_8 k_9 k_{10} k_{11}]$ .

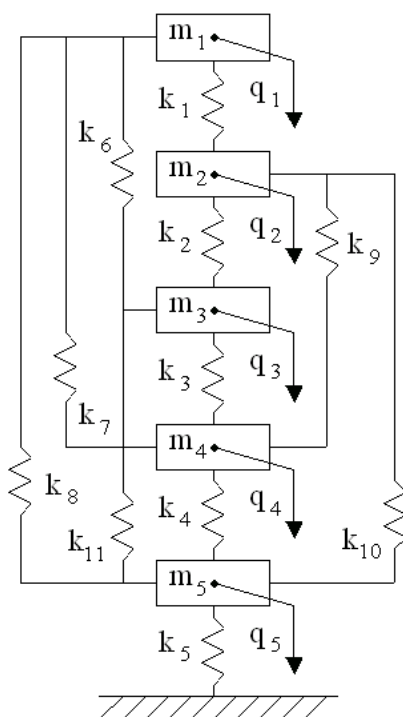
Celem jest znalezienie chromosomu minimalizującego funkcję przystosowania, która została przyjęta w dwóch postaciach  $J_A$  i  $J_B$ :

$$J_A = J_\omega + J_{\Phi 1} \quad (16)$$

$$J_B = J_\omega + J_{\Phi 2} \quad (17)$$

#### 4. Przykład obliczeniowy

Model układu, dla którego przeprowadzono wstępną analizę w zakresie oceny zastosowania algorytmów genetycznych do rozwiązywania odwrotnego zagadnienia własnego, przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Model układu o pięciu stopniach swobody opisany równaniem (7)

Model opisano pięciowymiarowym wektorem współrzędnych uogólnionych  $\mathbf{q}(t)$

$$\mathbf{q}(t) = [q_1(t) q_2(t) q_3(t) q_4(t) q_5(t)]^T \quad (18)$$

Macierz mas  $\mathbf{M}$  modelu ma postać:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 \end{bmatrix} \quad (19)$$

Macierz sztywności  $\mathbf{K}$  modelu ma postać:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_1 & -k_1 & -k_6 & -k_7 & -k_8 \\ & K_2 & -k_2 & -k_9 & -k_{10} \\ & & K_3 & -k_3 & -k_{11} \\ & & & \text{sym.} & K_4 & -k_4 \\ & & & & & K_5 \end{bmatrix} \quad (20)$$

gdzie:

$$K_1 = k_1 + k_6 + k_7 + k_8$$

$$K_2 = k_1 + k_2 + k_9 + k_{10}$$

$$K_3 = k_2 + k_3 + k_6 + k_{11}$$

$$K_4 = k_3 + k_4 + k_7 + k_9$$

$$K_5 = k_4 + k_5 + k_8 + k_{10} + k_{11}$$

#### ETAP „A”

Po przeprowadzeniu wstępnych obliczeń numerycznych przyjęto następujące wartości stałych charakteryzujących właściwości masowe i sztywnościowe modelu:

$$m_1^* = m_2^* = m_3^* = 10 \text{ [kg]}$$

$$m_4^* = 12 \text{ [kg]}$$

$$m_5^* = 15 \text{ [kg]}$$

$$k_1^* = k_2^* = k_3^* = 600 \text{ [N/m]}$$

$$k_4^* = k_5^* = 800 \text{ [N/m]}$$

$$k_6^* = k_7^* = k_8^* = k_9^* = k_{10}^* = k_{11}^* = 200 \text{ [N/m]}$$

Macierz mas  $\mathbf{M}^*$  i macierz sztywności  $\mathbf{K}^*$  dla przyjętych wartości mają postać:

$$\mathbf{M}^* = \begin{bmatrix} 10 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 12 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 15 \end{bmatrix} \text{ [kg]}$$

$$\mathbf{K}^* = \begin{bmatrix} 1200 & -600 & -200 & -200 & -200 \\ -600 & 1600 & -600 & -200 & -200 \\ -200 & -600 & 1600 & -600 & -200 \\ -200 & -200 & -600 & 1800 & -800 \\ -200 & -200 & -200 & -800 & 2200 \end{bmatrix} \text{ [N/m]}$$

Dla modelu reprezentowanego macierzą mas  $\mathbf{M}^*$  i sztywności  $\mathbf{K}^*$  zapisano zagadnienie własne (8), po rozwiązaniu którego uzyskano wartości własne, odpowiadające częstotliwościom drgań własnych  $\mathbf{\Lambda}^*$  oraz wektory własne, odpowiadające postaciom drgań własnych  $\mathbf{\Phi}^*$ :

$$\mathbf{\Lambda}^* = \begin{bmatrix} 3,19 \\ 10,80 \\ 12,71 \\ 14,37 \\ 15,53 \end{bmatrix} \text{ [rad/s]}$$

$$\Phi^* = \begin{bmatrix} -0,149 & 0,191 & 0,160 & -0,105 & 0,066 \\ -0,148 & 0,109 & -0,086 & 0,166 & -0,175 \\ -0,145 & -0,020 & -0,200 & -0,015 & 0,195 \\ -0,132 & -0,144 & -0,005 & -0,165 & -0,132 \\ -0,095 & -0,131 & 0,133 & 0,136 & 0,062 \end{bmatrix}$$

## ETAP „B”

Proces rozwiązywania odwrotnego zagadnienia własnego z zastosowaniem metody algorytmów genetycznych przebiega zgodnie ze schematem przedstawionym w punkcie 3.

Przyjęto chromosom w postaci:

$$ch_p = \{m_{p1} m_{p2} m_{p3} m_{p4} m_{p5} k_{p1} k_{p2} k_{p3} k_{p4} k_{p5} k_{p6} k_{p7} k_{p8} k_{p9} k_{p10} k_{p11}\}$$

gdzie  $p$  jest rozmiarem populacji.

Do generowania populacji początkowej wykorzystano generator rozkładu równomiernego, przy przyjęciu odpowiednich przedziałów zmienności wartości genów.

W realizacji algorytmu genetycznego wykorzystano dwie operacje selekcji:

- selekcja według stochastycznego rozkładu (S1) – każdemu chromosomowi przypisywany jest odcinek proporcjonalny do wartości odpowiadającej mu funkcji przystosowania, generowane są punkty linii ze stałym krokiem stanowiące populację początkową,
- selekcja z zastosowaniem ruletki (S2) – powierzchnia koła zostaje podzielona na segmenty przyporządkowywane chromosomom proporcjonalnie do wartości funkcji przystosowania,

oraz dwie operacje krzyżowania:

- krzyżowanie binarne (C1) – generowane jest losowo słowo binarne (ciąg zer i jedynek) o długości chromosomu, poszczególne geny chromosomu potomka pochodzą od chromosomu pierwszego rodzica w przypadku wartości 1 i od drugiego rodzica w przypadku wartości 0,
- krzyżowanie arytmetyczne (C2) – potomek jest ważoną sumą algebraiczną chromosomów rodzicielskich.

Prawdopodobieństwo wystąpienia operacji krzyżowania  $p_c = 0,8$ , a prawdopodobieństwo wystąpienia mutacji  $p_m = 0,1$ .

Przyjęto cztery warianty badawcze.

**Wariant A1** – funkcja przystosowania  $J_A$ , operacja selekcji S1 oraz operacja krzyżowania C1.

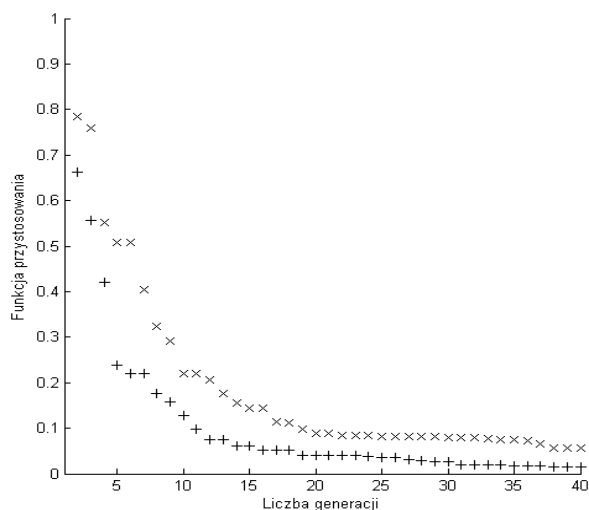
**Wariant A2** – funkcja przystosowania  $J_A$ , operacja selekcji S2 oraz operacja krzyżowania C2.

**Wariant B1** – funkcja przystosowania  $J_B$ , operacja selekcji S1 oraz operacja krzyżowania C1.

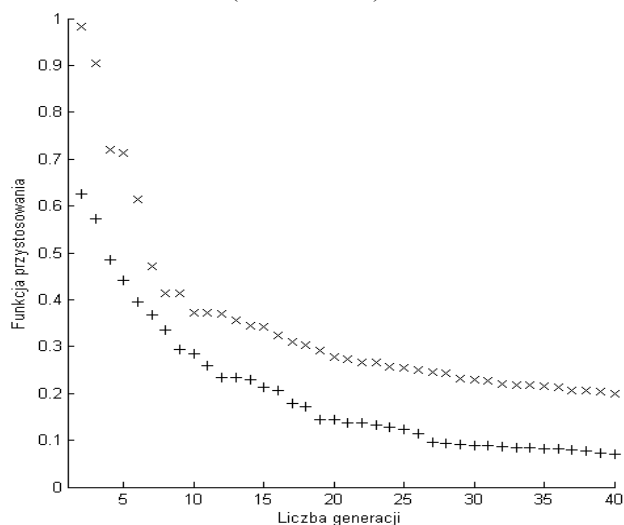
**Wariant B2** – funkcja przystosowania  $J_B$ , operacja selekcji S2 oraz operacja krzyżowania C2.

W celu określenia liczby generacji przeprowadzono wstępne analizy numeryczne, na podstawie których przyjęto dla wariantów A1 oraz A2 każdy po 40 generacji, a dla wariantu B1 oraz B2 każdy po 60 generacji.

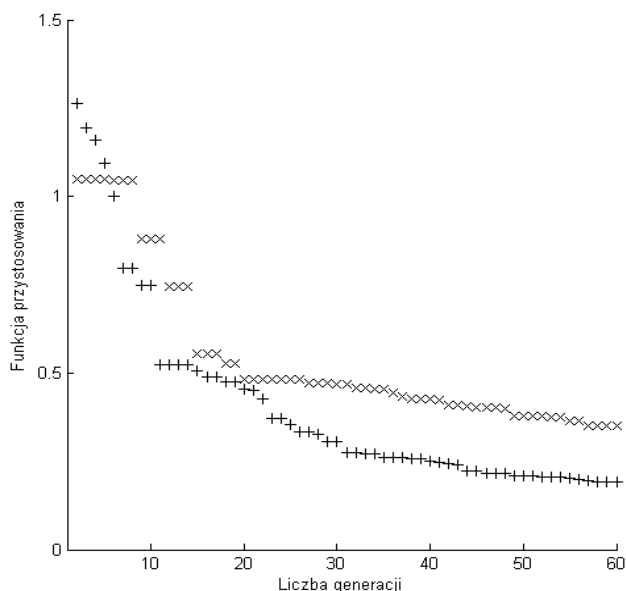
Jakość wyników uzyskanych z wykorzystaniem algorytmów genetycznych zależy od rozmiaru populacji i wyniki przedstawiono dla przyjętych przykładowo dwóch wielkości populacji: 500 i 2000. Wyniki przeprowadzonej analizy wpływu wielkości populacji na przebieg zmian minimalnej wartości funkcji przystosowania w kolejnych generacjach przedstawiono dla wariantu A1 na rysunku 2, dla wariantu A2 na rysunku 3, dla wariantu B1 na rysunku 4 oraz dla wariantu B2 na rysunku 5.



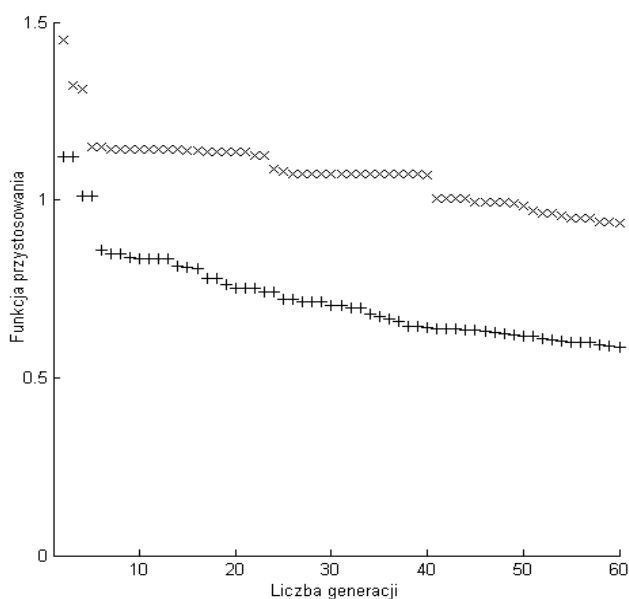
Rys. 2. Przebiegi zmian dla wariantu A1 minimalnych wartości funkcji przystosowania dla kolejnych generacji dla przyjętych wielkości populacji: 500 (oznaczone x), 2000 (oznaczone +).



Rys. 3. Przebiegi zmian dla wariantu A2 minimalnych wartości funkcji przystosowania dla kolejnych generacji dla przyjętych wielkości populacji: 500 (oznaczone x), 2000 (oznaczone +).



Rys. 4. Przebiegi zmian dla wariantu B1 minimalnych wartości funkcji przystosowania dla kolejnych generacji dla przyjętych wielkości populacji: 500 (oznaczone x), 2000 (oznaczone +).



Rys. 5. Przebiegi zmian dla wariantu B2 minimalnych wartości funkcji przystosowania dla kolejnych generacji dla przyjętych wielkości populacji: 500 (oznaczone x), 2000 (oznaczone +).

Do obliczeń przyjęto populację o rozmiarze 2000 osobników jako gwarantującą uzyskanie założonej dokładności. Badania numeryczne przeprowadzono za pomocą systemu [8]. Minimalne wartości funkcji przystosowania dla poszczególnych wariantów przedstawiono poniżej:

$$J_{A1} = 0.0165 \quad J_{B1} = 0.1931$$

$$J_{A2} = 0.0708 \quad J_{B2} = 0.5844$$

Porównanie uzyskanych wyników może być przeprowadzone dla poszczególnych wariantów. Wariant  $J_{A1}$  przewyższa wariant  $J_{A2}$ , a wariant  $J_{B1}$  przewyższa wariant  $J_{B2}$ .

Wyznaczonym, minimalnym wartościom funkcji przystosowania dla poszczególnych wariantów odpowiadają chromosomy oznaczone  $ch_{A1}$ ,  $ch_{A2}$ ,  $ch_{B1}$  oraz  $ch_{B2}$ :

$ch_{A1} =$	$ch_{A2} =$	$ch_{B1} =$	$ch_{B2} =$
12,15	11,92	13,46	13,52
12,42	10,49	13,75	9,54
12,04	10,96	12,33	13,00
12,91	12,54	10,90	12,55
16,79	14,76	16,32	16,66
753,37	605,10	863,65	301,92
747,11	640,69	835,39	562,80
639,88	599,90	587,42	367,74
876,60	764,47	747,35	659,12
941,06	859,19	998,52	810,78
273,64	321,93	312,28	659,92
185,38	184,84	159,27	127,74
244,89	230,32	253,90	493,95
201,42	259,57	176,34	359,24
303,21	208,59	293,12	526,33
197,34	202,97	194,91	241,50

W celu przeprowadzenia analizy porównawczej wartości mas dla prostego zadania własnego oraz wartości mas uzyskane jako rozwiązania odwrotnego zadania własnego przedstawiono w tabeli 1, a wartości sztywności dla prostego zadania własnego oraz wartości sztywności uzyskane jako rozwiązania odwrotnego zadania własnego przedstawiono w tabeli 2. Błędy wyznaczono według zależności:  $((wartość\ nominalna - wartość\ obliczona) / wartość\ nominalna) \cdot 100\%$ .

Wartości przyjętych funkcji przystosowania zależne są bezpośrednio od wartości częstotliwości drgań własnych oraz wartości postaci drgań własnych (założonych i wyznaczonych). Wpływ przyjętych wariantów obliczeniowych na wielkości, od których zależne są funkcje przystosowania przedstawiono w tabeli 3 (dla częstotliwości drgań własnych) oraz w postaci macierzy  $\Phi^*$ ,  $\Phi_{A1}$ ,  $\Psi_{A1}$ ,  $\Psi_{A2}$ ,  $\Psi_{B1}$  oraz  $\Psi_{B2}$  (dla postaci drgań własnych).

Zadaną macierz postaci drgań własnych zapisano jako  $\Phi^*$  a macierz postaci drgań własnych uzyskanych dla wariantu A1 zapisano jako  $\Phi_{A1}$ :

$$\Phi^* = \begin{bmatrix} -0,149 & 0,191 & 0,160 & -0,105 & 0,066 \\ -0,148 & 0,109 & -0,086 & 0,166 & -0,175 \\ -0,145 & -0,020 & -0,200 & -0,015 & 0,195 \\ -0,132 & -0,144 & -0,005 & -0,165 & -0,132 \\ -0,095 & -0,131 & 0,133 & 0,136 & 0,062 \end{bmatrix}$$

$$\Phi_{A1} = \begin{bmatrix} -0,137 & 0,171 & 0,139 & -0,105 & 0,057 \\ -0,136 & 0,090 & -0,065 & 0,147 & -0,166 \\ -0,135 & -0,016 & -0,192 & -0,015 & 0,164 \\ -0,121 & -0,155 & -0,005 & -0,152 & -0,122 \\ -0,087 & -0,115 & 0,125 & 0,131 & 0,075 \end{bmatrix}$$

Wartości mas przyjęte dla prostego zadania własnego oraz wartości mas uzyskane jako rozwiązania odwrotnego zadania własnego

**Tabela 1**

$i$	$m_i^*$ [kg]	Wariant A1		Wariant A2		Wariant B1		Wariant B2	
		$m_i$ [kg]	błąd [%]	$m_i$ [kg]	błąd [%]	$m_i$ [kg]	błąd [%]	$m_i$ [kg]	błąd [%]
1	10,00	12,15	21,53	11,92	19,28	13,46	34,63	13,52	35,26
2	10,00	12,42	24,23	10,49	4,99	13,75	37,54	9,54	4,51
3	10,00	12,04	20,45	10,96	9,66	12,33	23,33	13,00	30,06
4	12,00	12,91	7,60	12,54	4,57	10,90	9,15	12,55	4,62
5	15,00	16,79	11,95	14,76	1,57	16,32	8,85	16,66	11,09

Wartości sztywności przyjęte dla prostego zadania własnego oraz wartości sztywności uzyskane jako rozwiązanie odwrotnego zadania własnego

**Tabela 2**

$i$	$k_i^*$ [N/m]	Wariant A1		Wariant A2		Wariant B1		Wariant B2	
		$k_i$ [N/m]	błąd [%]	$k_i$ [N/m]	błąd [%]	$k_i$ [N/m]	błąd [%]	$k_i$ [N/m]	błąd [%]
1	600,00	753,37	25,56	605,10	0,85	863,65	43,94	301,92	49,67
2	600,00	747,11	24,51	640,69	6,78	835,39	39,23	562,80	6,19
3	600,00	639,88	6,64	599,90	0,01	587,42	2,09	367,74	38,70
4	800,00	876,60	9,57	764,47	4,44	747,35	6,58	659,12	17,60
5	800,00	941,06	17,63	859,19	7,39	998,52	24,81	810,78	1,34
6	200,00	273,64	36,82	321,93	60,96	312,28	56,14	659,92	229,96
7	200,00	185,38	7,30	184,84	7,57	159,27	20,36	127,74	36,12
8	200,00	244,89	22,44	230,32	15,16	253,90	26,95	493,95	146,97
9	200,00	201,42	0,71	259,57	29,78	176,34	11,82	359,24	79,62
10	200,00	303,21	51,60	208,59	4,29	293,12	46,56	526,33	163,16
11	200,00	197,34	1,32	202,97	1,48	194,91	2,54	241,50	20,75

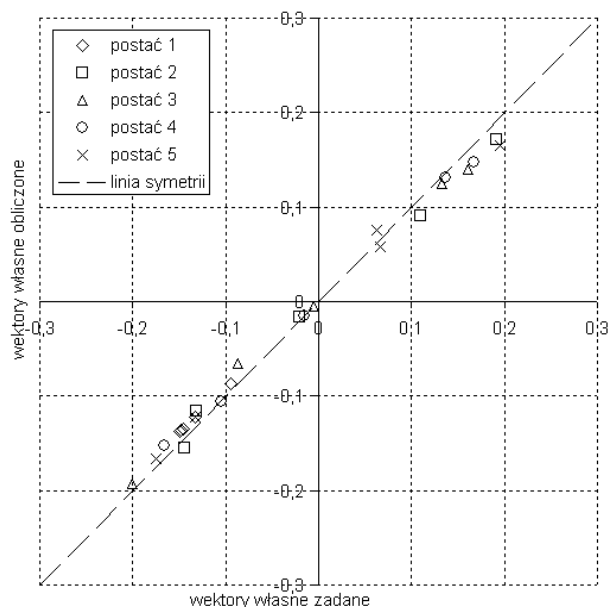
Porównanie przyjętych częstotliwości drgań własnych układu z wyznaczonymi dla poszczególnych wariantów A1, A2, B1 oraz B2

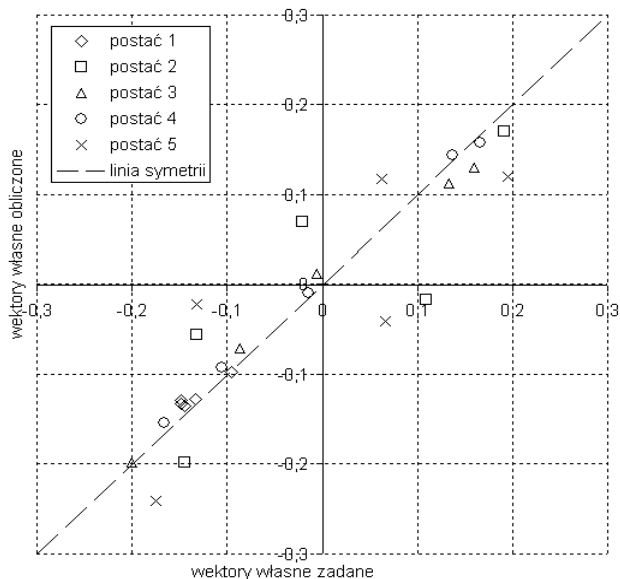
**Tabela 3**

$i$	$\omega_i^*$ [rad/s]	Wariant A1		Wariant A2		Wariant B1		Wariant B2	
		$\omega_i$ [rad/s]	błąd [%]	$\omega_i$ [rad/s]	błąd [%]	$\omega_i$ [rad/s]	błąd [%]	$\omega_i$ [rad/s]	błąd [%]
1	3,19	3,18	0,02	3,16	1,04	3,20	0,09	3,14	1,78
2	10,80	10,79	0,03	10,91	1,00	10,81	0,08	11,06	2,40
3	12,71	12,71	0,01	12,84	1,01	12,73	0,13	13,07	2,84
4	14,37	14,35	0,15	14,37	0,02	14,35	0,16	13,83	3,76
5	15,53	15,52	0,08	15,28	1,59	15,57	0,24	15,20	2,15

Otrzymaną macierz postaci drgań własnych  $\Phi_{A1}$  porównano graficznie z macierzą zadanych postaci drgań własnych  $\Phi^*$  na rysunku 6, a macierz postaci drgań własnych  $\Phi_{B2}$  porównano graficznie z macierzą zadanych postaci drgań własnych  $\Phi^*$  na rysunku 7. Na osiach odciętych przyjęto wartości współrzędnych wektorów zadanych, a na osiach rzędnych przyjęto wartości współrzędnych wektorów uzyskanych z obliczeń. Linie symetrii, oznaczone kreską przerywaną, odpowiadają równości współrzędnych wektorów postaci drgań własnych zadanych oraz uzyskanych.

Rys. 6. Graficzna interpretacja podobieństwa wektorów postaci drgań własnych założonych i uzyskanych dla wariantu A1.





Rys. 7. Graficzna interpretacja podobieństwa wektorów postaci drgań własnych założonych i uzyskanych dla wariantu B2

Jako algebraiczną miarę podobieństwa wektorów postaci drgań własnych założonych i uzyskanych wprowadzono stosunki kolejnych współrzędnych odpowiadających sobie wektorów własnych  $\varphi_i^*$  oraz  $\varphi_i$ . Dla kolejnych wariantów stosunki współrzędnych odpowiadających sobie wektorów własnych zapisano w postaci macierzy  $\Psi_{A1}$ ,  $\Psi_{A2}$ ,  $\Psi_{B1}$  oraz  $\Psi_{B2}$ :

$$\Psi_{A1} = \begin{bmatrix} 1,082 & 1,116 & 1,149 & 0,994 & 1,149 \\ 1,089 & 1,203 & 1,317 & 1,131 & 1,054 \\ 1,074 & 1,255 & 1,041 & 0,997 & 1,183 \\ 1,089 & 0,927 & 0,980 & 1,083 & 1,077 \\ 1,090 & 1,139 & 1,063 & 1,039 & 0,830 \end{bmatrix}$$

$$\Psi_{B1} = \begin{bmatrix} 1,083 & 1,247 & 1,168 & 1,033 & 1,287 \\ 1,087 & 1,361 & 1,312 & 1,212 & 1,123 \\ 1,077 & 0,856 & 1,098 & 1,021 & 1,149 \\ 1,110 & 0,826 & 1,222 & 0,974 & 0,981 \\ 1,158 & 1,053 & 1,023 & 1,038 & 0,915 \end{bmatrix}$$

$$\Psi_{A2} = \begin{bmatrix} 1,037 & 1,030 & 1,127 & 1,232 & 1,902 \\ 1,042 & 1,393 & 0,817 & 1,035 & 0,985 \\ 1,033 & 1,275 & 1,125 & 1,002 & 0,985 \\ 1,034 & 0,933 & 1,250 & 1,018 & 1,162 \\ 1,063 & 1,076 & 0,945 & 0,947 & 0,974 \end{bmatrix}$$

$$\Psi_{B2} = \begin{bmatrix} 1,120 & 1,124 & 1,230 & 1,132 & -1,63 \\ 1,149 & -6,40 & 1,217 & 1,056 & 0,729 \\ 1,071 & -0,29 & 1,013 & 1,669 & 1,617 \\ 1,040 & 0,728 & -0,46 & 1,076 & 6,036 \\ 0,974 & 2,371 & 1,181 & 0,946 & 0,530 \end{bmatrix}$$

## 5. Podsumowanie

W artykule zastosowano metodę algorytmów genetycznych do rozwiązania odwrotnego zagadnienia własnego jako zadania wyznaczenia macierzy mas i macierzy sztywności dla zadanego wektora częstotliwości drgań własnych oraz zadanej macierzy postaci drgań własnych dla dyskretnego modelu o pięciu stopniach swobody.

Przyjęto 16-elementowy chromosom, którego geny w postaci wartości zmiennoprzecinkowych reprezentują parametry masowe i sztywnościowe układu.

Analizę numeryczną przeprowadzono dla dwóch wariantów funkcji przystosowania oraz dla dwóch zestawów operatorów selekcji i krzyżowania.

Na podstawie wyników zebranych w postaci numerycznej (w tabelach) i graficznej (na rysunkach), wybrano najkorzystniejszy wariant obliczeniowy (tzn. wariant  $A_1$ ), w którym funkcja przystosowania jest związana z minimalizacją błędu średniokwadratowego częstotliwości drgań własnych i postaci drgań własnych; operację selekcji przeprowadzono za pomocą selekcji według rozkładu stochastycznego, a do operacji krzyżowania zastosowano krzyżowanie binarne.

Analiza wyników przeprowadzonych badań numerycznych wskazuje na praktyczne aspekty zastosowania algorytmów genetycznych w procesach syntezy i identyfikacji dyskretnych modeli układów nośnych pojazdów.

Celem dalszych badań będzie opracowanie metodyki tworzenia i wyboru funkcji przystosowania oraz określenie zasad wyboru problemowo zorientowanych operatorów algorytmu genetycznego w zastosowaniu do zadania projektowego o większym wymiarze.

## Literatura

- [1] Alkhatib R., Nakhaie Jazar G., Golnaraghi M. F., *Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm, Journal of Sound and Vibration, Vol. 275, 2004.*
- [2] Chu M. T., *Inverse Eigenvalue Problems, SIAM REV, Vol. 40, No. 1, 1998.*
- [3] Esat I., Bahai H., *Vibratory System Synthesis for Multi-body Systems Based on Genetic Algorithm, Journal of Sound and Vibration, Vol. 230(4), 2000.*
- [4] Gladwell G. M., *Inverse finite element vibration problems, Journal of Sound and Vibration, Vol. 211(2), 1999.*
- [5] Gladwell G. M., *Inverse problems in vibration – II, Appl Mech Rev, Vol 49, no 10, part 2, 1996.*
- [6] Pieczara J., *Algorytmy genetyczne w mechanice konstrukcji, Rozprawy Monografie 134, Wydawnictwa AGH, Kraków 2004.*
- [7] Sivan D. D., Ram Y. M., *Optimal Construction of a Mass-Spring System with Prescribed Modal and Spectral Data, Journal of Sound and Vibration, Vol. 201(3), 1997.*
- [8] MATLAB, wersja 7.0.4.

## **Badania silników lokomotyw spalinowych w świetle dopuszczeń do eksploatacji na torach polskich linii kolejowych**

*Artykuł poświęcony jest zagadnieniom badania silników spalinowych pojazdów trakcyjnych, zwłaszcza lokomotyw, sprowadzanych do kraju z zagranicy. Przedstawiono dopuszczalne limity zawartości składników toksycznych w spalinach emitowanych do atmosfery przez silniki stosowane w spalinowych pojazdach trakcyjnych według różnych przepisów i dyrektyw. Ponadto zaprezentowano aparaturę wraz z metodyką badań i zasadami określania poziomów emisji najważniejszych składników toksycznych oraz przedstawiono wyniki badań prowadzonych na lokomotywach (sprowadzanych zazwyczaj z zagranicy), zarówno z silnikami remontowanymi jak i z nowymi silnikami wymienianymi w ramach napraw i modernizacji.*

*W zakończeniu przedstawiono wskazówki dla spełnienia przez silniki spalinowe określonych wymagań w zakresie emisji składników toksycznych.*

### **1. Wstęp**

Na przestrzeni ostatnich kilku lat zostaje sprowadzanych do kraju coraz większa liczba spalinowych pojazdów trakcyjnych (zwłaszcza lokomotyw), których silniki spalinowe nie spełniają wymagań w zakresie emisji do atmosfery składników toksycznych występujących w spalinach. Spowodowane jest to przede wszystkim liberalizacją przewozów kolejowych w kraju i pojawieniem się ponad trzydziestu przewoźników (tzw. operatorów prywatnych), nie skupionych w byłych i obecnych strukturach Polskich Kolei Państwowych S.A.

Operatorzy ci, do których należą między innymi Chem Trans Logistic (CTL) S.A., PCC Rail Szczakowa S.A., PTK i GK Sp. z o.o. w Zabrze, PTK i GK S.A. w Rybniku, Lotos Kolej Sp. z o.o. z Gdańska, Pol-Miedź-Trans Sp. z o.o. z Lubina, przewożą obecnie około 10% wszystkich towarów w transporcie kolejowym, a ich udziały w rynku od 2002 roku rosną przeciętnie o 60÷100% rocznie.

Przewoźnicy prywatni w 2005 roku rozpoczęli również ekspansję w zakresie przewozów pasażerskich, uruchamiając ruch regionalny z wykorzystaniem autobusów szynowych produkcji krajowej. Wzrost przewozów towarowych realizowanych przez operatorów prywatnych odbywa się oczywiście kosztem największego przewoźnika towarów masowych, tj. PKP Cargo S.A.

Szybki rozwój przewozów to również duże inwestycje w zakresie sprawnej obsługi m.in. dla kontrolowania kosztów i informacji o przewozach a więc: czasach załadunku, formowania składów pociągów, uruchamiania i podczepiania lokomotyw, miejsca przebywania pociągu w danym czasie, oraz inwestycje w zakresie pozyskiwania taboru, zwłaszcza wagonów towarowych i lokomotyw.

Wyrosła konkurencja dla PKP Cargo S.A., które wysłużony tabor wagonowy i lokomotywowo przeznaczają na złom a brak krajowej produkcji taniego, trwałego i niezawodnego taboru zmusza prywatnych operatorów do jego poszukiwań i zakupów za granicami naszego kraju. Zaczęto więc sprowadzać do Polski zużyty już tabor trakcyjny, a w tym lokomotywy spalinowe, z wielu krajów europejskich – najwcześniej z Niemiec, Czech, Słowacji, Rumunii oraz krajów nadbałtyckich, a ostatnio czyni się starania o ich pozyskanie również z Rosji i Ukrainy dla obsługi linii szerokotorowych.

Sprowadzane lokomotywy spalinowe (na tych pojazdach trakcyjnych skupiono się w artykule przede wszystkim) są w różnym stanie technicznym, nie są zarówno młode wiekiem jak i mają przestarzałe rozwiązania układów elektrycznych i mechanicznych (lata 60-te i 70-te XX w.) oraz wymagają napraw, modernizacji oraz tzw. „polonizacji” tj. zabiegów umożliwiających ich bezpieczną eksploatację na torach Polskich Linii Kolejowych S.A. Zakupowane lokomotywy spalinowe mają w większości przestarzałe silniki spalinowe (najczęściej dwusuwowe).

Chociaż ze względu na niższe koszty duża ilość lokomotyw jest naprawiana i modernizowana w krajach sąsiedzkich, to w kraju lokomotywy poddawane są:

- naprawom głównym silników spalinowych wraz ze szczegółowymi regulacjami i wymianami zużytych elementów, aparatów i urządzeń związanych z silnikami
- wymianom (tzw. remotoryzacja) silników spalinowych na nowsze i nowocześniejsze, spełniające określone wymagania w zakresie

trwałości, niezawodności, zużycia paliwa i oleju smarowego, a przede wszystkim oddziaływania na środowisko naturalne człowieka.

Każda z takich naprawianych lub remontowanych lokomotyw, jeżeli nie posiada udokumentowanych wyników prób i badań silników, zostaje poddawana badaniom m.in. związanym z określeniem zawartości głównych składników toksycznych w emitowanych na zewnątrz spalinach.

Wynika to z zakresu badań, koniecznych do uzyskania świadectwa dopuszczenia do eksploatacji typu pojazdów kolejowych, opublikowanego w Rozporządzeniu Ministra Infrastruktury z dnia 12.10.2005 r, (Dz.U. Nr 212 poz. 1772).

Ponadto przewiduje się, że każda remontowana lokomotywa spalinowa (dotyczy to również innych spalinowych pojazdów trakcyjnych) podczas naprawy rewizyjnej, a zwłaszcza głównej, będzie poddawana specjalistycznym badaniom silnika spalinowego na okoliczność składników toksycznych w emitowanych spalinach. Z tego względu w IPS „Tabor” Poznań w ostatnich latach i obecnie przygotowano szczegółowe warunki techniczne dla lokomotyw spalinowych sprowadzanych z zagranicy i doposażanych w urządzenia i układy gwarantujące bezpieczeństwo ruchu na krajowej sieci kolejowej.

## 2. Przepisy i normy regulujące ocenę silników spalinowych pojazdów szynowych

W ostatnich latach w Europie, w tym również w kraju, zwraca się coraz baczniejszą uwagę na ochronę środowiska naturalnego człowieka. Dotyczy to nie tylko emisji substancji szkodliwych przez przemysł, w tym huty, elektrownie, zakłady ciepłownicze, ale również emisji składników toksycznych do atmosfery przez środki transportu, w tym transportu szynowego.

Generalnie w Europie obowiązują dwa główne przepisy, regulujące wymagania dla silników spalinowych pojazdów trakcyjnych w zakresie dopuszczalnych składników toksycznych zawartych w spalinach emitowanych do atmosfery. Są to wymagania ujęte w raporcie ERRI (dawniej ORE) [15] oraz w kartach UIC [12, 18], nie mających jednak umocowania prawnego w świetle prawa międzynarodowego, a są tylko zobowiązaniami wszystkich kolei skupionych w UIC (Międzynarodowym Związku Kolejowym) [11].

Z przepisów tych korzysta się jednak nadal dla oceny zastosowanych silników w spalinowych pojazdach trakcyjnych. Obecnie, w związku z pojawieniem się na rynku europejskim (unijnym) wielu prywatnych operatorów realizujących przewozy zwłaszcza towarów, zostały wydane Dyrektywy mające moc prawa unijnego, w których określono szczegółowo wymagania w zakresie dopuszczalnych emisji składników toksycznych spalin. Wymagania te dotyczą zarówno

pojazdów drogowych jak i szynowych z różnymi rodzajami silników spalinowych i są bardzo ważne również w przypadku zastosowania silników samochodowych do spalinowych pojazdów trakcyjnych (np. w lekkich pojazdach, autobusach szynowych, pojazdach pomocniczych).

Badania silników spalinowych pojazdów trakcyjnych prowadzone są według różnorodnych testów określonych zarówno w przepisach i normach kolejowych jak i dyrektywach Parlamentu Europejskiego.

Poniżej przedstawiono skrótove informacje o poszczególnych testach oraz dopuszczalne limity składników toksycznych ujętych w poszczególnych przepisach i normach:

- test badawczy dwudziestodzieciofazowy wg Raportu ORE B13 Rp22 [15], przy czym do analiz obliczeniowych z 29 punktów pomiarowych (zależnie od prędkości obrotowej minimalnej, przez prędkości pośrednie do maksymalnych oraz od mocy minimalnej do maksymalnej) przyjmuje się tylko cztery, dobrze równomiernie dla badanego silnika spalinowego (obowiązuje dla silników produkowanych w tym okresie). Dopuszczalne limity składników toksycznych w spalinach przedstawiono w tabeli 1.

Limity emisji spalin wg ORE B13 Rp22

Tabela 1

Data wprowadzenia (obowiązywania)	Emisja [g/kWh] CO (tlenek węgla)	NO <sub>x</sub> (tlenki azotu)	HC (węglowodory)	Zaczer- nienie k [m <sup>-1</sup> ]
Do 31.12.1981	12	24	4	1,6 ÷ 2,5
Od 01.01.1982	8	20	2,4	1,6 ÷ 2,5
Od 01.02.1991	4	16	1,6	1,6 ÷ 2,5
Od 01.02.1997	3	12	0,8	1,6 ÷ 2,5

- test badawczy według PN-EN ISO 8178-4 cykl F [17] uwzględniający trzy punkty pomiarowe obciążenia silnika spalinowego: na biegu jałowym (60% dla obrotów biegu jałowego, bez obciążenia), biegu pośrednim (15% dla obrotów pośrednich i około 50% obciążenia) oraz na biegu maksymalnym (25% dla obrotów max i 100% obciążenia). Dopuszczalne limity emisji według obowiązujących jeszcze kart UIC [12, 18] przedstawiono w tabeli 2.
- test badawczy według PN-EN ISO 8178-4 cykl C1 [17] dla silników zabudowywanych przede wszystkim w lekkich pojazdach szynowych np. autobusach szynowych. Cykl C1 uwzględnia ocenę dla ośmiu punktów pomiarowych, zależnych od obciążenia i tzw. współczynników ważonych.



Limity emisji spalin wg kart UIC 623-2 i UIC 624

Tabela 2

Data wprowadzenia (obowiązania)		Emisja [g/kWh]	CO (tlenek węgla)	NO <sub>x</sub> (tlenki azotu)	HC (węglowodory)	PM cząstki stałe
Do 31.12.2002 UIC I			3	12	0,8	1,6 (2,5)*
Od 01.01.2003 UIC II	Dla P ≤ 560 kW		2,5	6	0,6	0,25
	Dla P > 560 kW		3	dla n > 1000 obr/min 9,5 n < 1000 obr/min 9,9	0,8	0,25
Od 01.01.2008	Dla P ≤ 560 kW		2	4,6	0,5	0,15
	Dla P > 560 kW		2	6	0,5	0,2

\* do 31.12.2002 obowiązywał pomiar zadymienia spalin

- Dopuszczalne limity emisji dla poszczególnych etapów wprowadzania według Dyrektywy Komisji Europejskiej przedstawiono w tabeli 3 [13, 14].

Limity emisji spalin wg Dyrektywy 2004/26 (nowelizacja dyrektywy 97/68) Komisji Europejskiej

Tabela 3

Data wprowadzenia (obowiązania)		Emisja [g/kWh]	Typ (rodzaj) pojazdu trakcyjnego i jego moc w kW	CO	HC	HC+NO <sub>x</sub>	NO <sub>x</sub>	PM	Rodzaj cyklu badawczego wg PN-EN ISO 8178-4
IIIA	RCA 01.07.05/01.01.06*)		Wagon motorowy P>130	3,5	-	4	-	0,2	C1
	RLA 01.01.06/01.01.06*)		Lokomotywa 130<P<560	3,5	-	4	-	0,2	F
	RHA 01.01.08/01.01.09*)		Lokomotywa P>560	3,5	0,5	-	6	0,2	F
	RHA 01.01.08/01.01.09*)		Lokomotywa P>2000 i pojemność cylindra >5 dm <sup>3</sup>	3,5	0,4	-	7,4	0,2	F
IIIB	RCB 01.01.11/01.01.12*)		Wagon motorowy P>130	3,5	0,19	-	2	0,025	C1
	RB 01.01.11/01.01.12*)		Lokomotywa P>130	3,5	-	4	-	0,025	C1

\*) Data wejścia w życie dla procedur dopuszczenia / Data wejścia w życie w eksploatacji

Ponadto dla pojazdów szynowych, w których zostaną zastosowane silniki samochodowe z zapłonem samoczynnym, zarówno na olej napędowy jak i paliwa gazowe, zalecane były i będą badania według następujących testów [13, 14]:

- ECE R49 – test europejskiej komisji gospodarczej (agenda ONZ)
- ESC – stacjonarny test europejski

- ELR – obciążeniowy test europejski
- ETC – europejski test niestacjonarny.

Dopuszczalne limity emisji składników toksycznych spalin emitowanych do atmosfery przez badane i oceniane silniki według wyszczególnionych testów ujętych w poszczególnych Dyrektywach Parlamentu Europejskiego (Komisji Europejskiej) przedstawiono w tabelach 4, 5 i 6 [13, 14].

**Limity emisji spalin wg Dyrektyw 1999/96/EC i 2001/27/EC Parlamentu Europejskiego dla spalinowych silników samochodowych z zapłonem samoczynnym o mocach powyżej 85 kW**

**Tabela 4**

Data wprowadzenia (obowiązania)		Emisja [g/kWh]	Rodzaj testu	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM (cząstki stałe)	Zaczernienie [k <sup>-1</sup> ]
Euro I	01.01.1992		ECE R49	4,5	1,1	8	0,612	-
Euro II	01.10.1996		ECE R49	4	1,1	7	0,25	-
	01.10.1998			4	1,1	7	0,15	-
Euro III	01.01.1999		ESC i ELR	1,5	0,25	2	0,02	0,15
	01.10.2000			2,1	0,66	5	0,10	0,8
Euro IV	01.10.2005			1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
Euro V	01.10.2008			1,5	0,46	2	0,02	0,5

**Limity emisji spalin wg Dyrektyw 2004/26/EC i 2005/13/EC Parlamentu Europejskiego dla silników o mocach 130 kW ≥ P ≤ 560 kW**

**Tabela 5**

Data wprowadzenia (obowiązania)		Emisja [g/kWh]	CO	HC	NO <sub>x</sub>	NO <sub>x</sub> +HC	PM
Stage I	01.01.99		5	1,3	9,2	-	0,54
Stage II	01.01.02		3,5	1	6	-	0,2
Stage IIIA	01.01.06		3,5	-	-	4	0,2
Stage IIIB	01.01.11		3,5	0,19	2	-	0,025
Stage IV	01.01.14		3,5	0,19	0,4	-	0,025

**Limity emisji spalin wg Dyrektyw 1995/96/EC i 2001/27/EC Parlamentu Europejskiego dla silników wysokoprężnych zasilanych olejem napędowym i gazem wg testu ETC (europejski test niestacjonarny)**

**Tabela 6**

Data wprowadzenia (obowiązania)		Emisja [g/kWh]	CO (tlenek węgla)	NMHC (węglowodory bez udziału metanu)	CH <sub>4</sub> (metan-silniki na gaz ziemny)	NO <sub>x</sub> (tlenki azotu)	PM (cząstki stałe)
Euro III	01.10.1999		3	0,4	0,65	2	0,02
	01.10.2000		5,45	0,78	1,6	5	0,16
Euro IV	01.10.2005		4	0,55	1,1	3,5	0,03
Euro V	01.10.2008		4	0,55	1,1	2	0,03

Oczywistym jest, że dla nowoprojektowanych pojazdów szynowych o zakresie badania silników spalinowych i zakresie spełnienia określonych wymagań

zadecyduje przede wszystkim użytkownik lub zamawiający, przedstawiając szczegółowe wytyczne techniczno-eksploatacyjne.

### 3. Aparatura badawcza, metodyka pomiarów i zasady określania emisji składników toksycznych

#### 3.1. Aparatura badawcza

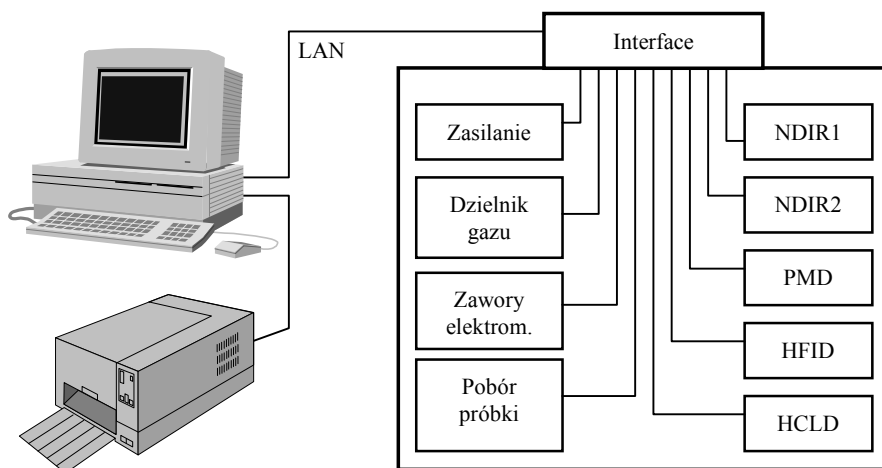
Do wyznaczania emisji, a w zasadzie stężeń poszczególnych składników toksycznych spalin emitowanych przez silniki spalinowe, Instytut Pojazdów Szynowych „Tabor” i Instytut Silników Spalinowych i Transportu Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej dysponuje dwoma układami (systemami) pomiarowymi:

- Mexa 7100D japońskiej firmy Horiba
- Testo 360 niemieckiej firmy Testo Osteuropa GmbH.

Pierwszy z nich (rys. 1, ze schematem połączeń jego modułów przedstawionym na rys. 2) służy do pomiarów składników toksycznych spalin metodami homologacyjnymi, których zakresy dobierane są odpowiednio do przewidywanych stężeń związków toksycznych zawartych w spalinach silnika.



Rys. 1. Aparatura badawcza systemu Mexa 7100D firmy Horiba



Rys. 2. Schemat połączeń modułów: NDIR1 – moduł do pomiaru CO; NDIR2 – moduł do pomiaru CO i CO<sub>2</sub>; PMD – moduł do pomiaru O<sub>2</sub>; HFID – moduł do pomiaru HC; HCLD – moduł do pomiaru NO<sub>x</sub>

Ze względu na długotrwały okres przygotowania aparatury, w tym kalibracja – dobór stężeń gazów kalibracyjnych do mierzonych składników spalin i ich zakresów, zalecane jest stosowanie aparatury pomiarowej dla przeprowadzenia badań, w których zależy nam na wysokiej dokładności, a więc w zasadzie do pomiarów doświadczalnych i homologacyjnych [1].

Drugi z układów – analizator Testo 360 ze zintegrowanym komputerem przenośnym PC (notebook) może być wykorzystywany do pomiarów i analizy składników toksycznych spalin silników po naprawach rewizyjnych i głównych.

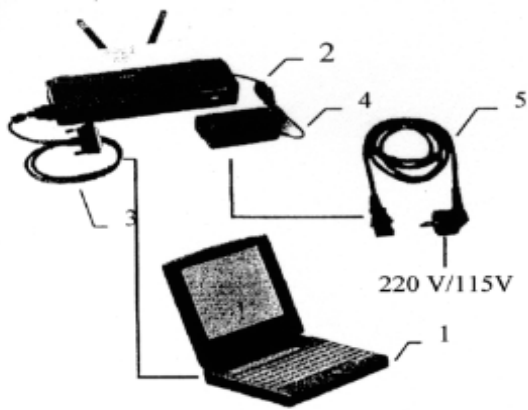
Analizator Testo 360 zawiera detektor gazu i detektor do pomiaru ciśnienia (do wyznaczania prędkości przepływu), procesor gazu z chłodnicą, system przepompowania gazu oraz zawory rewersyjne do automatycznej kalibracji przy pomocy gazu wzorcowego i automatycznego przedmuchu z sondą wielofunkcyjną.

Na analizatorze znajdują się złącza do podłączenia wszelkich sond, detektorów oraz przyłącza gazowe [5, 6].

Ogólny widok analizatora przedstawiono na rys. 3, a osprzęt do opracowania wyników na rys. 4.



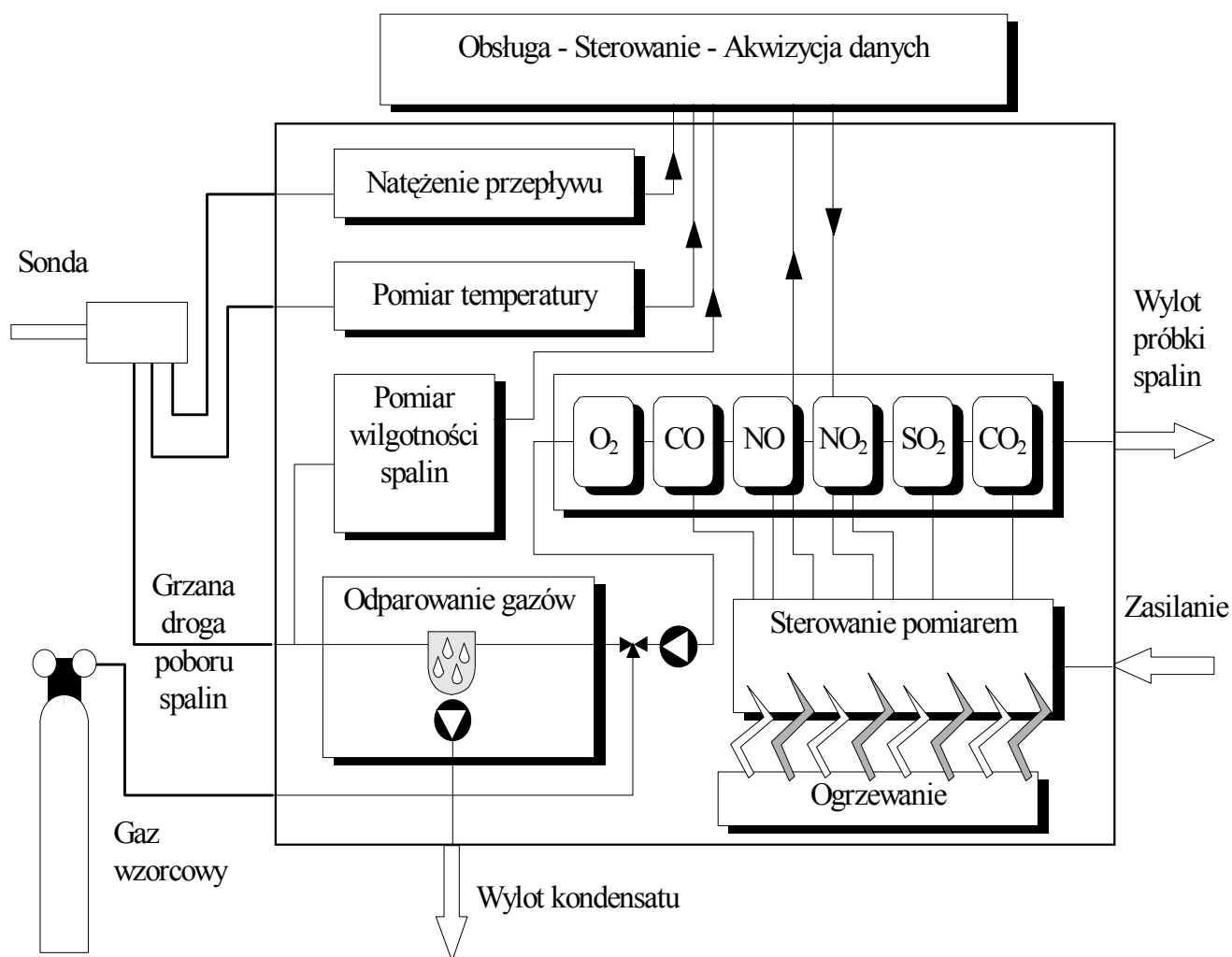
Rys. 3. Analizator spalin Testo 360 – ogólny widok



Rys.4. Osprzęt do opracowania wyników: 1 – komputer przenośny (notebook); 2 – minidrukarka, 3 – kabel łączący drukarki, 4 – zasilacz drukarki, 5 – kabel zasilacza drukarki

W skład analizatora, którego schematyczną budowę przedstawiono na rys. 5, wchodzi następujące zespoły i urządzenia:

- analizator z modułami pomiarowymi CO, CO<sub>2</sub>, NO, NO<sub>2</sub>, HC, O<sub>2</sub>
- przenośny komputer PC
- złącze
- złącze szeregowe
- zasilacz przenośny PC
- kabel zasilający analizator
- wąż gazu ogrzanego
- kabel zasilania sondy wielofunkcyjnej
- sonda spalin
- filtr świeżego powietrza (oczyszczacz CO).



Rys. 5. Schemat budowy analizatora składników toksycznych spalin

### 3.2. Metodyka pomiarów

Badania emisji składników toksycznych silników spalinowych po naprawie i niezbędnych regulacjach prowadzone są dla określenia następujących składników:

- tlenku węgla CO [ppm]
- węglowodorów HC [ppm]
- tlenków azotu NO<sub>x</sub> [ppm]
- dwutlenku węgla CO<sub>2</sub> [%]

gdzie: ppm – milionowa część jednostki (parts per million) z uwzględnieniem tła pomiarowego.

Badania przeprowadza się najczęściej na oporniku służącym zazwyczaj do określania charakterystyki zespołu prądotwórczego według procedury obejmującej [2]:

- przygotowanie silnika spalinowego do pomiarów w zakresie:
  - stabilizacji stanu cieplnego oleju silnikowego
  - stabilizacji stanu cieplnego cieczy chłodzącej
  - ustalenia minimalnej prędkości obrotowej silnika, odpowiadającej początkowej pozycji nastawnika jazdy (dla obrotów biegu jałowego)
- przygotowanie aparatury pomiarowej do badań w zakresie:
  - stabilizacji temperaturowej urządzenia
  - zerowania
  - zamontowania sondy pomiarowej do poboru próbki spalin
- pomiar poszczególnych składników toksycznych spalin dla przyjętego testu, a w zasadzie faz testu dla przyjętych mocy i prędkości obrotowych wału korbowego silnika.

### 3.3. Zasady wyznaczania emisji składników toksycznych spalin

Wyznaczanie emisji składników toksycznych spalin (na podstawie pomierzonych wartości CO, HC, NO<sub>x</sub> i CO<sub>2</sub> dla poszczególnych pozycji nastawnika jazdy) najczęściej odbywa się za pomocą:

- wyznaczania (obliczania) metodą homologacyjną
- wyznaczania z wykorzystaniem danych technicznych producenta danego silnika
- wyznaczania na podstawie szacowania wielkości niezbędnych do obliczeń.

**W metodzie – algorytmie pierwszym** przy znanych udziałach w paliwie węgla, wodoru i siarki wyznaczenie emisji w g/kWh odbywa się w następującej kolejności:

- oblicza się zapotrzebowanie powietrza do spalania stechiometrycznego

- oblicza się współczynnik nadmiaru powietrza przy całkowitym spalaniu i koncentracji dwutlenku węgla
- oblicza się stosunek wodoru do węgla
- wyznacza się masowe natężenie przepływu powietrza suchego
- określa się współczynnik charakteryzujący paliwo jako stosunek koncentracji mokrej spalin do koncentracji suchej
- wyznacza się zawartość węglowodorów w suchych spalinach
- oblicza się masę spalin
- oblicza się masę powietrza mokrego
- wyznacza się masowe natężenie emisji (dla spalin mokrych) poszczególnych składników spalin (tj. CO, HC, NO<sub>x</sub>) dla każdej fazy cyklu
- oblicza się faktyczne (średnie) wartości poszczególnych składników tj. CO, HC i NO<sub>x</sub> w g/kWh wg normy PN-EN ISO 8178-1 [16] i według PN-EN ISO 8178-4 [17] dla określonego cyklu (najczęściej typu F).

Dokładne i szczegółowe zasady wyznaczania emisji poszczególnych składników toksycznych wraz ze wzorami i zależnościami przedstawione są w cytowanych normach.

**W metodzie drugiej** – algorytm wyznaczania emisji składników toksycznych spalin sprowadza się do następujących obliczeń i określeń:

- dokonuje się pomiarów rzeczywistych CO, HC, NO<sub>x</sub> i CO<sub>2</sub> w spalinach dla poszczególnych pozycji nastawnika jazdy (prędkości obrotowych i mocy cząstkowych)
- wykorzystując dane producenta silnika na podstawie prędkości obrotowej określa się natężenie przepływu powietrza (G<sub>pow</sub>)
- wykorzystując pomierzone stężenie dwutlenku węgla określa się współczynnik nadmiaru powietrza ( $\lambda$ )
- dysponując wartościami G<sub>pow</sub> i  $\lambda$  określa się wydatek paliwa (G<sub>e</sub>)
- oblicza się wydatek spalin (G<sub>sp</sub>) jako sumę wydatku powietrza G<sub>pow</sub> i paliwa G<sub>e</sub>
- wyznacza się godzinową emisję poszczególnych składników toksycznych w g/h jako iloczyn wydatku spalin, stężeń (skorygowanych) składników toksycznych i współczynników dla danego składnika
- uwzględniając pomiarowe moce dla poszczególnych pozycji nastawnika (poszczególnych faz badawczych) i współczynników udziału faz wyznacza się końcowe wartości emisji poszczególnych składników toksycznych spalin w g/kWh.

**Metodę trzecią** stosuje się w przypadku braku możliwości przeprowadzenia pomiarów zużycia paliwa i powietrza. Polega ona na określeniu rzeczywistej emisji składników toksycznych spalin na następującej podstawie:

- dokonuje się pomiarów rzeczywistych CO, HC, NO<sub>x</sub> i CO<sub>2</sub> w spalinach dla poszczególnych prędkości obrotowych i mocy cząstkowych
- określa się teoretyczne natężenie przepływu powietrza (Gt) na podstawie cząstkowych prędkości obrotowych silnika
- określa się współczynnik napełnienia ( $\eta_v$ )
- na podstawie natężenia przepływu powietrza, współczynnika napełnienia i ciśnienia doładowania, wyznacza się rzeczywisty wydatek powietrza (Gpow)
- określa się współczynnik nadmiaru powietrza ( $\lambda$ ) na podstawie wyznaczonego rzeczywistego stężenia dwutlenku węgla w spalinach
- określa się rzeczywisty wydatek paliwa (Ge) wykorzystując wyznaczony wcześniej rzeczywisty wydatek powietrza (Gpow) i współczynnik nadmiaru powietrza ( $\lambda$ )
- oblicza się wydatek spalin (Gsp) jako sumę wydatku paliwa (Ge) i powietrza (Gpow)
- oblicza się godzinową emisję składników szkodliwych jako iloczyn wydatku spalin, skorygowanych stężeń składników toksycznych oraz współczynników dla danego składnika
- wyznacza się ostateczną wielkość poszczególnych składników toksycznych spalin (w g/kWh) uwzględniając pomierzone moce dla poszczególnych faz badawczych (pozycji nastawnika) i współczynników udziału faz.

Na zakończenie dla każdej z metod dokonuje się porównania otrzymanych wyników z wartościami dopuszczalnymi ujętymi w normach, kartach UIC, czy też Dyrektywach Parlamentu Europejskiego. Podobnie postępuje się również w przypadku wykorzystania innych cykli badawczych np. C1.

Należy również zaznaczyć, że pierwsza z metod (najdokładniejsza) wykorzystywana jest przy wyznaczaniu emisji spalin podczas badań silnika na stanowisku badawczym.

W normalnej eksploatacji po przeprowadzonych naprawach i regulacjach silników spalinowych pojazdów trakcyjnych, najlepsze będzie stosowanie metody drugiej, a w wyjątkowych przypadkach z braku danych metody trzeciej.

Otrzymane wyniki obliczeń uzyskiwanych w metodzie drugiej i trzeciej będą jednak obciążone błędem nie przekraczającym  $\pm 5\%$ , co przy tego rodzaju badaniach (dla dopuszczenia pojazdów do ruchu) jest dopuszczalne i nie będzie budzić zastrzeżeń.

## 4. Badania i wyniki pomiarów emisji składników toksycznych spalin przez silniki lokomotyw spalinowych

### 4.1. Obiekty badań

Badania przeprowadzono w większości na lokomotywach sprowadzonych z zagranicy (Niemcy, Słowacja, Estonia, Bułgaria) i poddanych w krajowych i zagranicznych zakładach naprawczych taboru kolejowego naprawom głównym lub remontyzacjom.

W jednym przypadku pomiarów składników toksycznych dokonano na polskiej lokomotywie manewrowej, która została doposażona w urządzenia bezpieczeństwa ruchu dla spełnienia wymagań dopuszczenia do ruchu po torach Polskich Linii Kolejowych S.A.

Pomiary składników toksycznych realizowano równoległe ze sprawdzeniem charakterystyki zespołu prądotwórczego na opornikach wodnych w Pesa Bydgoszcz, Zakładzie Taboru Poznań, Bumarze-Fablok Chrzanów, Zakładach Naprawczych Taboru Kolejowego Poznań [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9].

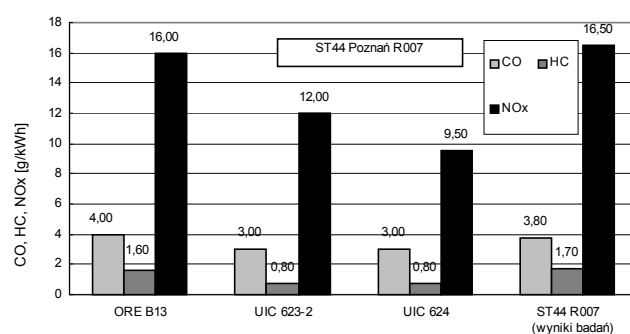
Parametry badanych silników spalinowych niezbędne do oceny emisji składników toksycznych spalin wraz z przyporządkowaniem do lokomotyw, na których zostały silniki zabudowane, przedstawiono w tabeli 7.

### 4.2. Wyniki pomiarów emisji składników toksycznych z silników lokomotyw spalinowych

Pomiary emisji składników toksycznych spalin prowadzono na przestrzeni 2004 ÷ 2006 roku, przede wszystkim na lokomotywach remontowanych (naprawianych). W przypadkach uzyskiwania wyników odbiegających wyraźnie od limitów (wartości dopuszczalnych) pomiary, po wprowadzeniu wymian zużytych elementów (np. wtryskiwaczy) oraz przeprowadzeniu dodatkowych regulacji w układzie paliwowym, były powtarzane.

Poniżej podano wyniki badań silników poszczególnych lokomotyw według PN-EN ISO 8178-1 dla cyklu F wraz z odniesieniami do obowiązujących przepisów i norm [10, 12, 15÷18]:

**1. Lokomotywa V200 (ST44)** – badana w 2004 r. na oporniku wodnym w ZNTK Poznań – rys. 6 [3].



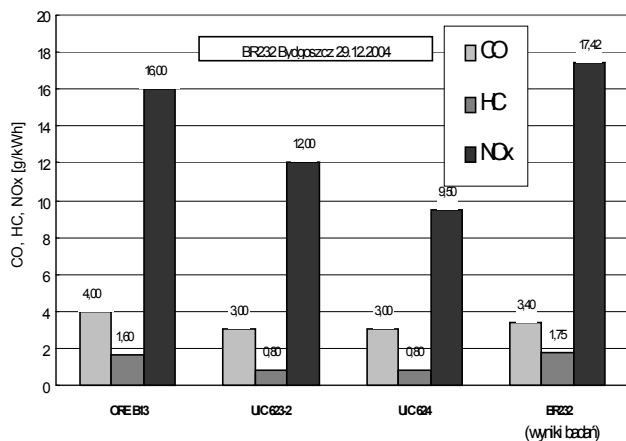
Rys. 6. Wyniki badań emisji spalin dla silnika 14D40 lokomotywy V200 (ST44) po przeprowadzonych regulacjach i wymianie zużytych elementów

Parametry techniczne badanych silników spalinowych

Tabela 7

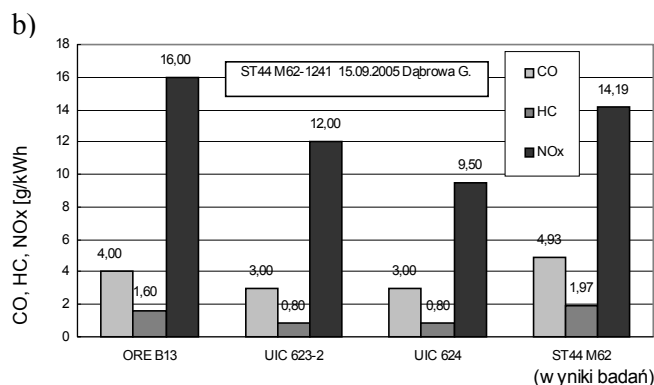
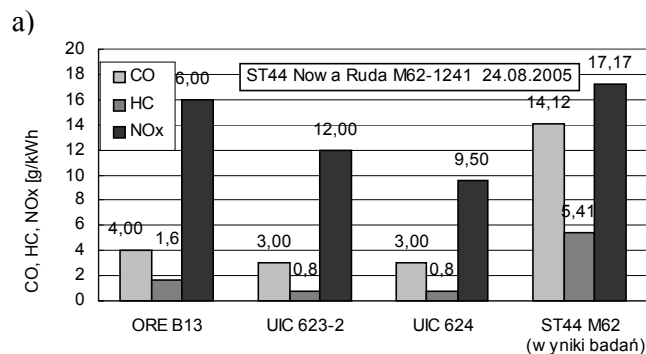
Lp.	Typ/seria badanej lokomotywy spalinowej	Typ badanego silnika spalinowego	Moc silnika spalinowego [kW]	Liczba/układ cylindrów R – rzędowy V – widlasty	Prędkość obrotowa silnika [obr/min]	Objętość skokowa silnika [dm <sup>3</sup> ]	Średnie ciśnienie użytkowe [MPa]	Średnia prędkość tłoka [m/s]	Zużycie jednostkowe [g/kWh]	
									oleju napędowego (paliwa)	oleju smarowego
1.	V200 (ST44)	14D40	1470	12/V (45°)	750	150,6	0,81	7,5	228	2,7
2.	BR232	5D49	2208	16/V (42°)	1000	200,8	1,20	8,67	215,6	4,08
3.	V200 (M62)	14D40	1470	12/V (45°)	750	150,6	0,81	7,5	228	2,7
4.	EM62	645E3B	2238	16/V (45°)	893	105,7	–	–	–	–
5.	M62	12CzN26/26	1470	12/V (60°)	750	150,6	1,42	5,83	202,5	1,19
6.	SM42	a8C22	588	8/V (50°)	1000	82,1	0,86	9,0	224,4	4,8
7.	BR231	5D49	2208	16/V (42°)	1000	200,8	1,20	8,67	215,6	4,08
8.	BR231	CAT3606	1975	6/R	1000	110,8	1,72	9÷10	198	0,5

2. Lokomotywa BR232 – badana w 2004 r. na oporniku wodnym w Pesa Bydgoszcz – rys. 7 [4].



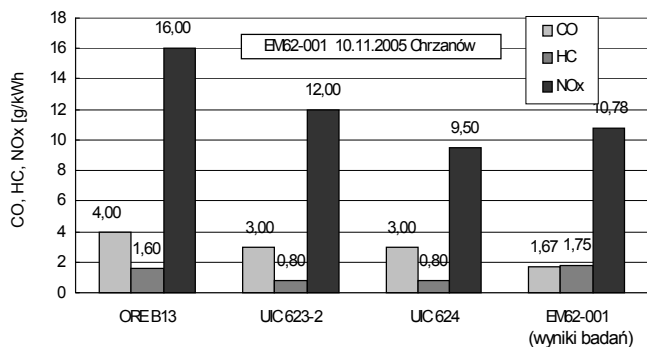
Rys. 7. Wyniki badań emisji spalin dla silnika 5D49 lokomotywy BR232

3. Lokomotywa V200 (ST44 – M62) nr 1241 – badana w sierpniu 2005 r. w Zakładach Napraw i Usług Technicznych w Rudzie Śląskiej, a po regulacjach i wymianach części badana powtórnie w ZNTK „Kuznica Wążeńska” w Dąbrowie; w obu zakładach badania na oporniku wodnym – rys. 8 [8].



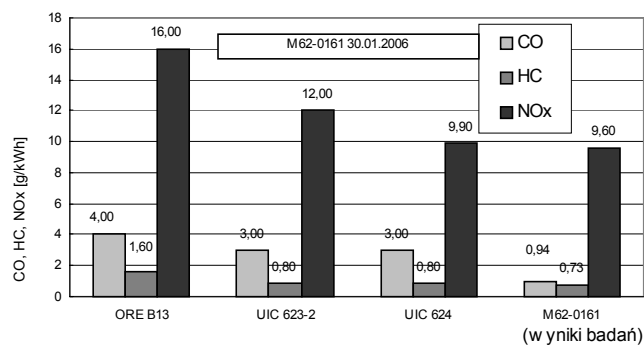
Rys. 8. Wyniki badań emisji spalin dla silnika 14D40 lokomotywy V200 (ST44 ; M62) nr 1241: a – przed regulacjami, b – po regulacjach

**4. Lokomotywa EM62-001** – badana w 2005 r. w fabryce lokomotyw Bumar-Fablok Chrzanów na oporniku wodnym – rys. 9 [5].



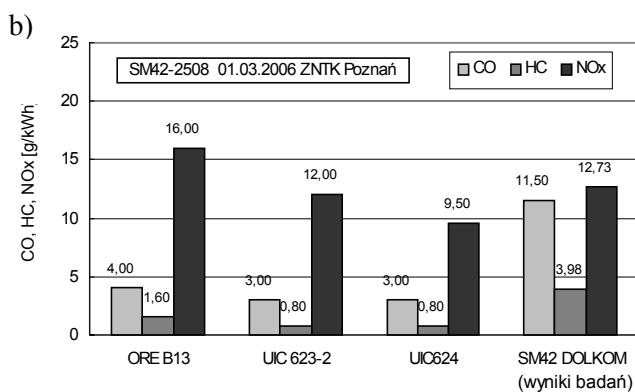
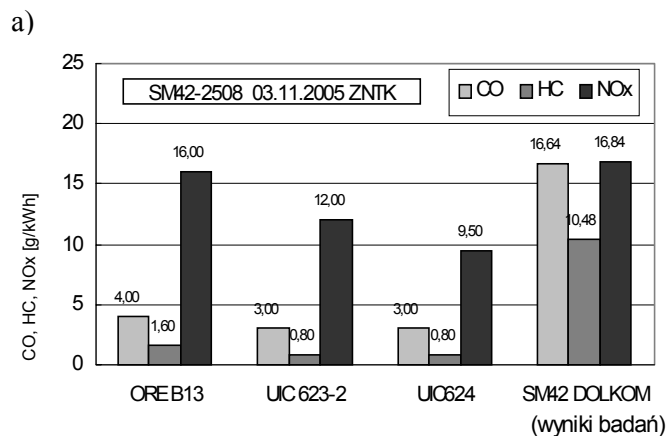
Rys. 9. Wyniki badań emisji spalin dla silnika 645E3B lokomotywy EM62

**5. Lokomotywa M62 – 0161** – badana w 2006 r. w Pesa Bydgoszcz na oporniku wodnym – rys. 10 [6].



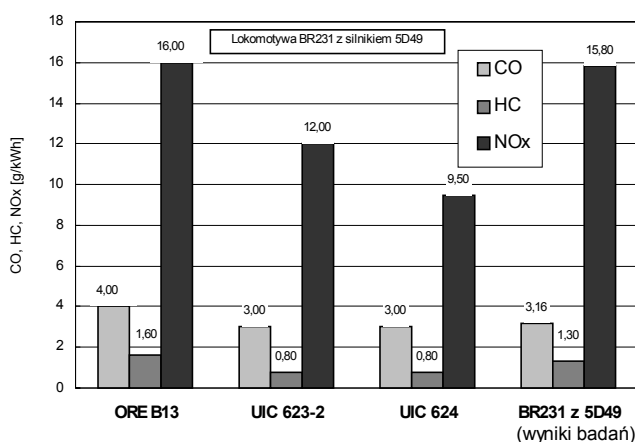
Rys. 10. Wyniki badań emisji spalin dla silnika 12CzN26/26 lokomotywy M62

**6. Lokomotywa SM42 nr 2508** – badana w 2005 r. i 2006 r. w Zakładzie Taboru Kolejowego na oporniku wodnym w Poznaniu (03.11.2005 r. – przed regulacjami – 01.03.2006 r. – po regulacjach – rys. 11 [9].



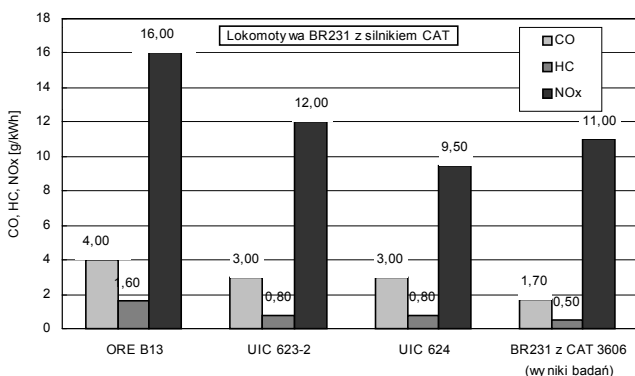
Rys. 11. Wyniki badań emisji spalin dla silnika a8C22 lokomotywy SM42 a – przed regulacjami, b – po regulacjach

**7. Lokomotywa BR231** – badana w 2006r. w ZNTK Poznań na oporniku wodnym – rys.12 [7].



Rys. 12. Wyniki badań emisji spalin dla silnika 5D49 lokomotywy BR231

**8. Lokomotywa BR231** – badana w 2006r. w ZNTK Poznań na oporniku wodnym – rys. 13 [7].



Rys. 13. Wyniki badań emisji spalin dla silnika CAT3606 lokomotywy BR231

Zestawienie uzyskanych wyników przedstawiono w tabeli 8.



**Zestawienie wyników badań emisji składników toksycznych przez silniki spalinowe  
wg PN-EN ISO 8178-1 dla cyklu F**

**Tabela 8**

L.p.	Typ/seria badanej lokomotywy spalinowej	Typ badanego silnika spalinowego	Miejsce prowadzenia badań	Wartości emisji składników w g/kWh		
				CO (tlenek węgla)	HC (węglowodory)	NO <sub>x</sub> (tlenki azotu)
1.	V200(ST44)	14D40	ZNTK Poznań	3,8	1,7	16,5
2.	BR232	5D49	Pesa Bydgoszcz	3,40	1,75	17,42
3.	V200 (M62)	14D40	ZNTK Kuźnica Wareżyńska	4,93	1,97	14,19
4.	EM62	645E3B	Bumar-Fablok Chrzanów	1,67	1,75	10,78
5.	M62	12CzN26/26	Pesa Bydgoszcz	0,94	0,73	9,60
6.	SM42	a8C22	Zakład Taboru Poznań	16,64	10,48	16,84
7.	BR231	5D49	ZNTK Poznań	3,16	1,3	15,8
8.	BR231	CAT3606	ZNTK Poznań	1,7	0,5	11

Po wykonanych badaniach i przeprowadzonych analizach należy stwierdzić, że przy prawidłowych regulacjach, wymianach zużytych elementów oraz części, silniki spełniają w zasadzie dopuszczalne wartości dla norm i przepisów obowiązujących w latach, w których je wyprodukowano i wdrażano do eksploatacji. Zaznaczyć należy również, że na tle nowoczesnych jednostek CAT3606 i 12CzN26/26 wartości emisji z pozostałych silników, zwłaszcza dwusuwowych, są wyższe.

Biorąc ponadto pod uwagę to, że udział poszczególnych lokomotyw w pracach przewozowych i manewrowych w kraju jest wielokrotnie niższy od udziału transportu drogowego (zwłaszcza autobusowego

i ciężarowego) emitowane przez nie składniki toksyczne do atmosfery stanowią niewielki ułamek procenta, tak więc oddziaływanie na środowisko naturalne będzie znikome.

Nie mniej jednak należałoby po każdej naprawie dokonywać okresowych sprawdzeń emisji spalin, zwłaszcza w odniesieniu do lokomotyw starszych wiekiem.

Przykładowe karty kontrolne i protokoły po takich badaniach, które winny być dołączone do świadectwa sprawności technicznej lokomotywy, przedstawiono w pracy [1] oraz w tabeli 9.

**Tabela 9**

Nazwa (pieczęćka) instytucji wykonującej pomiar	<b>PROTOKÓŁ Z BADANIA (POMIARÓW) EMISJI (STĘŻENIA) SKŁADNIKÓW TOKSYCZNYCH SPALIN SILNIKA SPALINOWEGO POJAZDU TRAKCYJNEGO</b>	Data wykonania pomiarów Dzień/Miesiąc/Rok
--	--	---

I. Dane pojazdu i silnika:

1. Typ i rodzaj pojazdu .....
2. Rok produkcji pojazdu .....
3. Typ i moc silnika .....
4. Rok produkcji silnika .....
5. Przebieg pojazdu (km) .....
6. Czas pracy silnika (motogodziny) .....

II. Warunki pomiaru:

1. Rodzaj testu: ISO 8178F; ISO 8178C1; ORE B13; ECE R-49; ESC; ELR; ETC \*)
2. Aparatura pomiarowa:
  - rodzaj (typ) .....
  - rok produkcji (legalizacji) .....
3. Warunki atmosferyczne, godzina pomiarów:
  - temperatura zewnętrzna ..... °C
  - ciśnienie atmosferyczne ..... hPa
  - godzina pomiarów .....

III. Parametry mierzone:

- przed naprawą i regulacją silnika

**Parametry napięciowo-prądowe**

Poz. nastawnika	Prędkość obrotowa [obr/min]	Obciążenie prądnicy głównej		
		Natężenie prądu [A]	Napięcie prądu [V]	Moc [kW]
0				
0				

**Wyniki badań emisji składników toksycznych**

Poz. nastawnika	Wartości emisji i zacinienia								
	CO [ppm]	HC [ppm]	NO <sub>x</sub> +HC [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	NMHC [ppm]	CH <sub>4</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	PM [mg/m <sup>3</sup> ]	Zacinienie [m <sup>-1</sup> ]
0									
0									

- po naprawie i regulacjach silnika

**Parametry napięciowo-prądowe**

Poz. nastawnika	Prędkość obrotowa [obr/min]	Obciążenie prądnicy głównej		
		Natężenie prądu [A]	Napięcie prądu [V]	Moc [kW]
0				
0				

**Wyniki badań emisji składników toksycznych**

Poz. nastawnika	Wartości emisji i zacinienia								
	CO [ppm]	HC [ppm]	NO <sub>x</sub> +HC [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	NMHC [ppm]	CH <sub>4</sub> [ppm]	CO <sub>2</sub> [%]	PM [mg/m <sup>3</sup> ]	Zacinienie [m <sup>-1</sup> ]
0									
0									

*Uwaga: Dla pojazdów z inną przekładnią niż elektryczna wypełnić poz. nast., prędkość i moc.*

#### IV. Wyniki pomiarów:

• CO (tlenek węgla) .....	g/kWh
• HC (węglowodory) .....	g/kWh
• NO <sub>x</sub> (tlenki azotu) .....	g/kWh
• NO <sub>x</sub> + HC (tlenki azotu i węglowodory).....	g/kWh
• NMHC (węglowodory bez metanu) .....	g/kWh
• CH <sub>4</sub> (metan) .....	g/kWh
• CO <sub>2</sub> (dwutlenek węgla) .....	%
• PM (cząstki stałe) .....	g/kWh
• Zaczernienie .....	m <sup>-1</sup>

V. Ocena wyników .....

.....

.....

.....

.....  
Przeprowadzający badania i ocenę

.....  
Miejsce i data oceny

\*) niepotrzebne skreślić

## 5. PODSUMOWANIE

Wykonane badania i przeprowadzone analizy skłaniają do jednego wniosku, tzn. dla wszystkich sprowadzanych spalinowych pojazdów trakcyjnych, nie spełniających wymagań w zakresie emisji składników toksycznych spalin, należy dążyć docelowo do wymiany przestarzałych silników (zwłaszcza dwusuwowych) na silniki nowocześniejsze.

W ramach doraźnych rozwiązań, zmniejszających szkodliwe oddziaływanie na środowisko naturalne przez silniki starszej generacji poza wymienionymi już w pracy [2] należałoby:

- zainstalować pozasilnikowe układy oczyszczania spalin w postaci utleniających reaktorów katalitycznych dla zmniejszenia emisji tlenu węgla i węglodorów, np. dwu lub jednowejściowe płaskie i okrągłe katalizatory z tłumikami lub bez
- zainstalować filtry cząstek stałych

- zainstalować filtry sadzowe (zamiennie z filtrami cząstek stałych).

Ponadto naprawiane silniki lokomotyw – zarówno podczas naprawy rewizyjnej jak i głównej – powinny być każdorazowo poddawane badaniom (np. na oporniku) emisji składników toksycznych.

Z każdego przeprowadzonego badania należy sporządzić protokół z oceną (np. zaprezentowany w tabeli 9), który powinien być podstawą dla uzyskania przez pojazd świadectwa sprawności technicznej i dopuszczenia do eksploatacji na Polskich Liniach Kolejowych S.A.

Należy również zwrócić uwagę na to, że dla silników trakcji spalinowej winny obowiązywać jedne procedury przeprowadzania badań i jedne limity emisji spalin, tak jak ma to miejsce np. w Stanach Zjednoczonych i Japonii.

## Literatura

- [1] Marciniak Z., Merkisz J., Pielecha I., Pielecha J.: *Mobilne stanowisko do badań emisji składników toksycznych spalin silników spalinowych. Pojazdy Szynowe*, nr 3/2002.
- [2] Marciniak Z., Pielecha I.: *Możliwości poprawy parametrów ekologicznych silników dla naprawianych i modernizowanych lokomotyw spalinowych. Pojazdy Szynowe*, nr 2/2004.
- [3] Marciniak Z., Pielecha I.: *Sprawozdanie z oceny silnika spalinowego lokomotywy V200 (ST44) w zakresie emisji składników toksycznych spalin. Opracowanie SB-2252. Praca IPS „Tabor”*. Poznań 2004.
- [4] Marciniak Z., Pielecha I.: *Sprawozdanie z badania emisji składników toksycznych spalin silnika 5D49 lokomotywy spalinowej BR232. Opracowanie SB-2259, Praca IPS „Tabor”*. Poznań 2005.
- [5] Marciniak Z., Pielecha I.: *Sprawozdanie z badania emisji składników toksycznych spalin silnika lokomotywy spalinowej EM62-001. Opracowanie SB-2278, Praca IPS „Tabor”*. Poznań 2005.
- [6] Marciniak Z., Pielecha I.: *Sprawozdanie z badania emisji składników toksycznych spalin silnika lokomotywy spalinowej M62-0161. Opracowanie SB-2284, Praca IPS „Tabor”*. Poznań 2006.
- [7] Marciniak Z., Pielecha I.: *Sprawozdanie z badania emisji składników toksycznych spalin silników 5D49 i CAT3606 lokomotyw spalinowych BR231/BR232. Opracowanie SB-2285, Praca IPS „Tabor”*. Poznań 2006.
- [8] Pielecha I., Czerwiński J.: *Sprawozdanie z badania emisji składników toksycznych spalin silnika lokomotywy spalinowej V200 (ST44-M62) nr 1241. Opracowanie SB-2275. Praca IPS „Tabor”*. Poznań 2005.
- [9] Pielecha I., Czerwiński J.: *Sprawozdanie z badania emisji składników toksycznych spalin silnika lokomotywy spalinowej SM42 nr 2508. Opracowanie SB-2277, Praca IPS „Tabor”*. Poznań 2006.
- [10] Pielecha I., Pielecha J.: *Tendencje w przepisach dotyczących emisji związków toksycznych przez silniki spalinowe pojazdów szynowych. Pojazdy Szynowe*, nr 1/2005.
- [11] Raczyński J.: *Ograniczanie emisji spalin z silników kolejowych w prawie unijnym. Technika Transportu Szynowego 2004*, nr 7/8.
- [12] Karta UIC 624 *Badanie emisji gazów wydechowych silników spalinowych trakcyjnych*. Wyd. 2 z kwietnia 2003.
- [13] *Directive 97/68/EC of the European Parliament and of the council z 16.12.1997*, wydane 27.02.1998.
- [14] *Directive 2004/26/EC of the European Parliament and of the council z 21.04.2004*.
- [15] *Raport ORE B13 Rp. 22, Dopuszczenie do eksploatacji oraz utrzymywanie silników spalinowych. Graniczne wartości emisji składników toksycznych spalin silników spalinowych. Utrecht, kwiecień 1978 r.*
- [16] *Norma PN-EN ISO 8178-1, Silniki spalinowe tłokowe. Pomiar emisji spalin. Pomiar emisji składników gazowych i cząstek stałych na stanowisku badawczym*. Wyd. styczeń 1999.
- [17] *Norma PN-EN ISO 8178-4, Silniki spalinowe tłokowe. Pomiar emisji spalin. Cykle badawcze silników o różnym zastosowaniu*. Wyd. styczeń 1999.
- [18] *Karta UIC 623-2, Badania homologacyjne silników spalinowych pojazdów napędowych*. Wyd. 3 z kwietnia 2005.

## Kryteria oceny zabezpieczenia pojazdów szynowych przed skutkami zderzeń

*W artykule przedstawiono aktualny stan wiedzy dotyczący kryteriów oceny pasywnego bezpieczeństwa pojazdów szynowych przed skutkami zderzeń. Problematyka ta staje się jednym z podstawowych wymagań technicznych stawianych wszystkim rodzajom pojazdów szynowych z uwagi na bezpieczeństwo personelu obsługującego tabor szynowy, pasażerów oraz przewożonych ładunków.*

*Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2005-2007 jako projekt badawczy pt. „Teoretyczne i techniczne możliwości kształtowania stref zgniotu ustrojów nośnych pojazdów szynowych.”*

### 1. Wstęp

Odporność konstrukcji pojazdów szynowych na zderzenia jest podstawowym parametrem charakteryzującym ich ustrój nośny i dla podniesienia bezpieczeństwa w ruchu podlega ciągłemu doskonaleniu.

Podstawowe przyczyny zderzeń podczas eksploatacji można podzielić na trzy przypadki:

- prace manewrowe pojazdów, polegające na rozrządzie pojazdów i formowaniu pociągów (pojazd trakcyjny dojeżdża do wagonów z małą prędkością wynoszącą ok. 7 km/h aż do momentu zetknięcia się z nimi)
- staczanie wagonów, zwłaszcza towarowych, z górki rozrządowych z dopuszczalną prędkością wynoszącą 12 km/h, zgodnie z wymaganiami zawartymi w raporcie ERRI B12/Rp17 [17]
- niejednoczesność początku hamowania wagonów w składzie pociągu, spowodowana ograniczoną prędkością rozchodzenia się spadku ciśnienia w przewodzie głównym (tzw. fali hamowania) skutkiem czego następuje nabieganie wagonów na siebie.

Przypadki te zostały uznane jako „kontrolowane zderzenia”, wymagające badań na etapie homologacji pojazdu i są określane jako tzw. próby nabiegania, natomiast ich przebieg i kryteria oceny zawarto w raporcie ERRI B12 Rp. 17 [17].

Z badań nad przypadkami zderzeń przeprowadzonych przez Europejski Instytut Badań Kolejowych (ERRI) wynika, że ryzyko wypadków śmiertelnych w transporcie kolejowym jest 10-cio krotnie większe aniżeli w lotniczym transporcie pasażerskim. Pomimo, że

pojazdy są zbudowane zgodnie z przepisami UIC, ich pudła wykazują dwie wady, które przy wszystkich nowoprojektowanych pojazdach szynowych powinny być usunięte:

- niekontrolowany zgniot, wywołany wzrastającym przeciążeniem
- nieprzewidywalność mechanizmu zgniotu z niemożliwymi do oszacowania skutkami dla podróżnych oraz personelu obsługującego.

W nowoczesnych pojazdach szynowych odpornych na zderzenia powinno się:

- zapobiec zniszczeniu konstrukcji przez kontrolowane odkształcenie jej wybranych stref
- dokonać takiego przejęcia energii zderzenia, że zagwarantowana jest strefa przeżycia dla podróżnych i personelu
- ograniczyć tak wartości opóźnień, aby w połączeniu ze specjalnym urządzeniem wewnętrznym, zmniejszającym obciążenia działające na ciało pasażera, opóźnienia te były utrzymane w dopuszczalnych granicach.

### 2. Próby nabiegania podczas normalnej eksploatacji określonej przepisami międzynarodowymi

#### 2.1. Próby nabiegania wagonów towarowych

##### 2.1.1. Warunki przeprowadzania prób

Próby nabiegania można podzielić na dwie grupy:

- badania wstępne
- badania zasadnicze.

Badania wstępne oraz zasadnicze muszą być wykonane wg wymagań zawartych w tabeli 1.

## Wymagania dla prób nabiegania <sup>(1)</sup>

Tabela 1

Wartości graniczne		Badania wstępne	Badania zasadnicze
Siła na pojedynczym zderzaku <sup>(2)</sup>	Prędkość Nabiegania		
1500kN <sup>(3)</sup> i <sup>(4)</sup>	12 km/h	10 nabiegań ze stale wzrastającymi prędkościami, z czego 3 nabiegania wykonuje się z prędkością 3 km/h	40 nabiegań z ustaloną prędkością graniczną przy nabieganiach wstępnych: -albo 12 km/h, -lub prędkość odpowiadająca sile na pojedynczym zderzaku <sup>(3),(5),(6)</sup>

- (1) o ile w programie badań nie podano inaczej; dla określonych wagonów, które nie mogą być staczone lub nie mogą być nabiegane, należy ograniczyć prędkość do 7 km/h; do takich wagonów można zaliczyć wagony kursujące w pociągach zwartych
- (2) dopuszczalna tolerancja siły na pojedynczym zderzaku na końcu wagonu wynosi  $\pm 200$  kN, gdzie całkowita siła na zderzakach wynosząca 3000 kN nie powinna być przekroczona
- (3) jeśli wagon próbny jest wyposażony w zderzaki kategorii C zgodnie z kartą UIC 526-1 [10], wówczas wartość graniczna siły na pojedynczym zderzaku, za zgodą kolei, może być zmniejszona do 1300 kN
- (4) badany wagon należy wyposażyć w zderzaki o wysokim stopniu pochłaniania energii, jeśli wartość siły na pojedynczym zderzaku przy prędkości nabiegania mniejszej niż 9 km/h wynosi już 1000 kN
- (5) na życzenie kolei należy przeprowadzić nabiegania z siłą większą niż 1500 kN i prędkością 12 km/h na koniec badań
- (6) wartość graniczna pojedynczej siły zmniejsza się do 1000 kN dla wagonów z hydrodynamicznymi amortyzatorami o dużym skoku zgodnie z kartą UIC 529 [11]

Próby nabiegania przeprowadza się dla wagonów towarowych w stanie próżnym, aby sprawdzić połączenie pomiędzy nadwoziem wagonu i wózkami oraz zachowanie się nadwozia wagonu. Próby nabiegania w stanie próżnym przeprowadza się w przy wzrastających prędkościach od 8 do 12 km/h tak, aby zarejestrować krzywą przyspieszeń w funkcji prędkości zgodnie z załącznikiem K raportu ERRI B12Rp 17 [17].

Próby nabiegania przeprowadza się dla wagonów towarowych w stanie ładownym, aby sprawdzić oddziaływanie ładunku na pudło, a w szczególności na ściany czołowe. W przypadku klasycznych wagonów platform przeprowadzenie prób w stanie ładownym nie jest konieczne. Próby nabiegania przeprowadza się na prostym odcinku toru, przy czym na badany, nieruchomy wagon w stanie niezahamowanym nabiega wagon taran ( lub odwrotnie). Wagon taran został zdefiniowany w raporcie ERRI B12 Rp.17 [17] jako otwarty czteroosiowy wagon-węglarka (oznaczenie kolejowe Eas lub Eaos) o konstrukcji standardowej według karty UIC 571-2 [13], załadowany do masy brutto 80t. Ze względu na ochronę ładunku konieczna jest znajomość przyspieszenia działającego na pojazd i dlatego mierzy się je w środku powierzchni ładunkowej badanego wagonu w stanie próżnym oraz ładownym.

Badany wagon jako ładowny należy załadować, w zależności od jego typu, następująco:

- **wagony kryte, wagony otwarte, wagony chłodzenie ( wagony izotermiczne, wagony zasobnikowe posiadające zmagazynowane medium chłodzące, wagony z agregatem chłodniczym, wagony z agregatem grzewczym):**  
ładunek w postaci worków ze zwirem lub innym rodzajem ładunku, który nadaje się do całkowitego wypełnienia pojemności użytkowej wagonu; w przypadku wagonów chłodni z ładunkiem wiszącym próby należy przeprowadzać według odrębnych wymagań określonych w programie badawczym
- **wagony otwarte:**  
standardowa drobnica według przepisów UIC lub inny ładunek, przy którym przy maksymalnym obciążeniu otrzymuje się taką samą wysokość środka ciężkości ( dla tego rodzaju badań zaleca się po każdej próbie nabiegania wykonanie uderzenia z przeciwnej strony, aby ładunek zajął pozycję wyjściową)
- **wagony specjalne przeznaczone do transportu określonych produktów ( wagony samowyladowcze oraz wagony przeznaczone do transportu blach w kręgach):**  
ładunek muszą stanowić produkty, które są przeważnie transportowane przez te wagony ( konsystencja, środek ciężkości itd.)
- **wagony cysterny:**

w miarę możliwości ładunek muszą stanowić produkty, które są przewożone lub ewentualnie woda, przy czym należy spełnić warunek wymagany przez przepisy **RID- Reglement concernant le transport International ferroviaire des marchandises Dangereuses** tzn. przestrzeń niewypełniona + ładunek; jeśli gęstość przewożonego ładunku mocno odbiega od gęstości wody, wówczas należy uwzględnić następujące zalecenia:

- jeśli gęstość przewożonego ładunku jest dużo większa od jedności, to utrzymanie maksymalnego stopnia napełnienia za pomocą wody prowadzi do mniejszej masy brutto  $m$ , aniżeli rzeczywista  $M$ ; w takim przypadku konieczna prędkość nabiegania wagonu tarana musi być powiększona przez współczynnik  $K$ , który wyraża się wzorem:

$$K = \sqrt{\frac{M \cdot (80t + m)}{m \cdot (80t + m)}} \quad (1)$$

- jeśli gęstość produktu jest znacznie mniejsza od gęstości wody, to maksymalny ładunek nie umożliwia utrzymania maksymalnego stanu napełnienia wagonu; w takim przypadku nie należy uwzględniać podczas pomiarów oddziaływań sił wtórnych, które wynikają z ruchu cieczy i jej reakcji na ścianki zbiornika.

Różnica wysokości zderzaków pomiędzy wagonem badanym oraz wagonem-taranem może wynosić maksymalnie 50 mm dla prób nabiegania w stanie próżnym oraz w stanie ładownym.

### 2.1.2. Kryteria prób nabiegania wagonów towarowych

Kryteria dotyczące prób nabiegania sprowadzają się do spełnienia następujących warunków wymienionych w raporcie ERRI B12/ Rp.17 [17]:

- różne próby nabiegania nie mogą spowodować w badanym wagonie żadnych widocznych odkształceń trwałych ( naprężenia rejestruje się we wszystkich krytycznych miejscach połączeń wózek-ostoja, ostoja-pudło wagonu)
- skumulowane względne odkształcenia trwałe w wyniku nabiegań wstępnych oraz z nabiegań zasadniczych muszą wynosić poniżej 2‰ i muszą się ustabilizować przed wykonaniem 30-tej próby z serii nabiegań zasadniczych ( nie dotyczy to części wagonowych, które podlegają odrębnym specyficznym przepisom)
- zmiany wymiarów zasadniczych nie mogą zmniejszać bezpieczeństwa eksploatacyjnego wagonu.

## 2.2. Próby nabiegania wagonów osobowych

### 2.2.1. Warunki przeprowadzania prób

W przypadku wagonów osobowych próby nabiegania przeprowadza się zgodnie z wymaganiami przedstawionymi w karcie UIC 566 [12]. Na wagon osobowy kompletnie wyposażony, przygotowany do eksploatacji oraz w stanie próżnym (niezajętym przez pasażerów) i swobodnie stojący nabiega na prostym torze wagon-taran o masie całkowitej wynoszącej 80 t. Wymagania dotyczące wagonu tarana zawiera raport ERRI B12 Rp.17 [17]. Wagon osobowy powinien być wyposażony w zderzaki lub element amortyzujący sprzęgu samoczynnego. Wyposażenie wagonu prototypowego musi odpowiadać wagonowi, który będzie produkowany w ramach produkcji seryjnej. Próby przeprowadza się ze wzrastającymi stopniowo prędkościami ( 4, 6 oraz 8 km/h ), aż do osiągnięcia prędkości 10 km/h albo też mierzonej siły zderzakowej 1000 kN lub maksymalnego przyspieszenia 5g. W celu przeprowadzenia próby należy zastosować zderzaki bądź elementy sprężyste sprzęgu samoczynnego o znanych charakterystykach.

Podczas prób nabiegania muszą być równocześnie mierzone następujące wartości:

- wartości naprężeń i przyspieszeń w krytycznych punktach konstrukcji ( w połączeniach wagonu pasażerskiego z wózkami i zamocowaniach części przytwierdzonych do wagonu, a w szczególności części o dużej masie)
- odkształcenia względne rejestrowane przy pomocy tensometrów
- przyspieszenia we wszystkich kierunkach (wzdłużnym, poprzecznym i pionowym)
- siły działające na zderzaki lub elementy sprężyste sprzęgu samoczynnego
- rzeczywiste prędkości nabiegania.

### 2.2.2. Kryteria dla prób nabiegania wagonów osobowych

Kryteria oceny prób nabiegania sprowadzają się do spełnienia następujących warunków:

- w żadnym punkcie konstrukcji nie może wystąpić odkształcenie trwałe
- po próbie nabiegania wagon musi być zdolny do pełnienia swojej funkcji
- żaden element wagonu nie może być uszkodzony.

## 3. Odporność konstrukcji pojazdów szynowych na skutki zderzeń

### 3.1. Pojęcia ogólne

Poważnym problemem technicznym, jaki pojawił się w eksploatacji pojazdów szynowych, jest odporność konstrukcji na działanie sił wynikających ze zderzeń pojazdów szynowych podczas wypadków, traktowanych jako zjawiska nadzwyczajne. Zderzenia takie

odbywają się przy większych prędkościach, niż wymienione w tzw. zwykłej, rutynowej, kontrolowanej eksploatacji. Traktując takie zderzenia jako zjawiska nadzwyczajne wprowadzono pojęcie **bezpieczeństwa pasywnego oraz aktywnego** pojazdów szynowych. Obydwa te pojęcia zostały zdefiniowane w projekcie prEN 15 227 [14].

**Bezpieczeństwo pasywne** (ang. „passive safety”, niem. „passive Sicherheit”) dotyczy zmniejszenia skutków wypadków oraz polepszenia ochrony pasażerów przed skutkami zderzeń.

**Bezpieczeństwo aktywne** (ang. „active safety”, niem. „aktive Sicherheit”) zmniejsza prawdopodobieństwo wystąpienia wypadku oraz ostrości jego skutków.

W ostatnich latach bezpieczeństwo pasywne jako część składowa bezpieczeństwa systemowego osiągnęła istotny postęp.

Przyczyniły się do tego projekty badawcze finansowane przez Unię Europejską:

- **SAFETRAIN:** „Bezpieczeństwo europejskiego taboru kolejowego. Projektowanie pojazdu i ochrona pasażerów.” [5,18]
- **TRAINS SAFE:** „Pasywne bezpieczeństwo w kolejnictwie” [6]
- **SAFETRAM:** „Pasywne bezpieczeństwo tramwajów w Europie” [4].

Program badawczy **SAFETRAIN** był realizowany dla zespołów trakcyjnych, natomiast program **SAFETRAM** zrealizowano dla lekkich pojazdów ruchu lokalnego tzn. lekkich pojazdów trakcyjnych, pojazdów kolei miejskiej, wagonów metra i pojazdów tramwajowych (ang. Light Rail Vehicle-LRV).

Uzyskane informacje i wynikające z nich wymagania dotyczące bezpieczeństwa przed wypadkami, określane również jako „kontrolowane zachowanie się konstrukcji pojazdu i jego podzespołów w przypadku kolizji lub wypadku” zostaną wprowadzone do przepisów europejskich i należy je uwzględnić w przyszłych konstrukcjach pojazdów szynowych. Dotyczy to zespołów trakcyjnych przystosowanych do wysokich prędkości, lokomotyw, wagonów osobowych i towarowych.

### 3.2. Kategorie pojazdów szynowych oraz wielkość przenoszonej siły wzdłużnej

Współczesne pojazdy szynowe są budowane zgodnie z obecnie obowiązującymi przepisami, które przewidują jako istotne kryterium wyłącznie przeniesienie minimalnej siły wzdłużnej bez wystąpienia odkształcenia trwałego.

Wielkość tej siły, przyłożonej do zderzaków, jest uzależniona od rodzaju pojazdu oraz regionu świata i wynosi:

- pojazdy tramwajowe: 250 do 600 kN
- pojazdy metra: 500 do 1000 kN
- pojazdy trakcyjne w Europie: 1 500 kN

-pojazdy trakcyjne w Japonii: 1 000 kN

-pojazdy trakcyjne w Ameryce Północnej: 3600 kN.

Projekt normy prEN 15 227: 2005 [14] wprowadza podział pojazdów szynowych na kategorie, przyjmując jako kryterium wielkość przenoszonej siły wzdłużnej. Wartości sił wzdłużnych przedstawiono w tabeli 2.

**Wielkości sił wzdłużnych dla różnych kategorii pojazdów szynowych** Tabela 2

Kategoria pojazdu szynowego	Siła wzdłużna zderzenia	Rodzaj pojazdu szynowego
<b>P-I</b>	2000 kN	lokomotywy i wagony osobowe
<b>P-II</b>	1500 kN	zespoły trakcyjne
<b>P-III</b>	800 kN	pojazdy metra
<b>P-IV</b>	400 kN	pojazdy metra o małej nośności i pojazdy tramwajowe o dużej nośności
<b>P-V</b>	200 kN	pojazdy tramwajowe

Spełnienie kryterium siły wzdłużnej w przypadku niektórych pojazdów jest niezwykle trudne i zostało zrealizowane dla pojazdów metra dopiero w przypadku zespołów trakcyjnych typu SG2 produkcji firmy Bombardier Transportation dla miejskiego przedsiębiorstwa Rotterdamu, które są dostosowane do przeniesienia siły wzdłużnej wynoszącej 800 kN (pojazd kategorii P-III) [1].

### 3.3. Energia kinetyczna poruszającego się pojazdu

Jeśli weźmie się pod uwagę, że energia kinetyczna pojazdu o masie 50 000 kg przy prędkości 15 km/h wynosi około 450 kJ, natomiast przy prędkości 40 km/h nawet 3MJ oraz że możliwość przejmowania energii przez cztery zderzaki o wysokiej wydajności wynosi 280 kJ, to taki pojazd może przejść w sprężystym zakresie odkształceń materiałowych tylko 25 kJ przy jednostronnym nabieganiu i przy symetrycznym ściskaniu 50 kJ, co pozwala uniknąć uszkodzeń pojazdów w trakcie prac manewrowych. W tabeli 3 przedstawiono wartości energii kinetycznej  $E_k$  dla różnych pojazdów szynowych o masie  $m$  i prędkości  $v$  korzystając z uproszczonego wzoru:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (2)$$

Uproszczenie polega na pominięciu udziału energii kinetycznej mas wirujących, wyrażonej ich momentem bezwładności  $J$  oraz prędkością kątową  $\omega$ . Uwzględniając tę część energii wzór (2) przyjmuje postać:



## Zestawienie wartości energii kinetycznych dla różnych pojazdów szynowych

**Tabela 3**

Typ pojazdu	Masa [kg]	Prędkość pojazdu		Energia kinetyczna [kJ]	
		[km/h]	[m/s]		
samochód ciężarowy	1 500	100	27.8	580	
tramwaj	30 000	55	15.3	3510	
zespół trakcyjny metra ( 5 wagonów)	150 000	80	22.2	36300	
zespół trakcyjny przystosowany do wysokich prędkości	400 000	225	63.9	820 000	
Wagon towarowy w stanie próżnym	20 000	Prędkość manewrowa	12	3.33	110
		Prędkość przy zderzeniach	36 <sup>1)</sup>	10	1000
Wagon towarowy w stanie ładownym	90 000	Prędkość manewrowa	12	3.33	449
		Prędkość przy zderzeniach	36 <sup>1)</sup>	10	4 500

<sup>1)</sup> prędkość zderzenia na podstawie prEN 15227:2005 [14]

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad (3)$$

gdzie:

- m-masa nadwozia pojazdu w kg,
- v-prędkość liniowa pojazdu w m/s,
- J- masowy moment bezwładności w kgm<sup>2</sup>,
- ω- prędkość kątowa w rad/sek.

Jak można wywnioskować z doświadczeń eksploatacyjnych, kolizje pojazdów szynowych z wysokimi prędkościami przetokowymi występują bardzo rzadko. Stan dzisiejszy można podsumować następująco:

- jednolite przepisy w tym zakresie nie istnieją, natomiast norma europejska EN 15 227 [14] jest projektem i znajduje się w fazie opiniowania przez poszczególne zarządy europejskie
- niektóre zarządy kolejowe oraz urzędy nadzoru kolejowego opracowały przepisy wytrzymałościowe lub zdefiniowały wartości dotyczące przyjmowania energii
- dla ruchu z wysokimi prędkościami przygotowano warunki techniczne współpracy (TSI) zakładające trzy warianty możliwych zderzeń: zderzenie z prędkością względną 36 km/h dwóch pociągów ( wariant I) , zderzenie czołowe zespołu trakcyjnego poruszającego się z prędkością 36 km/h z wagonem towarowym o masie 80t jako wagonem taranem ( wariant II), kolizja z przeszkodą o masie 15 t ( samochód ciężarowy) i prędkością 108 km/h ( wariant III),
- dla ruchu tramwajowego opracowano w ramach programu SAFETRAM cztery warianty zderzeń, które przedstawiono w tabeli 4.

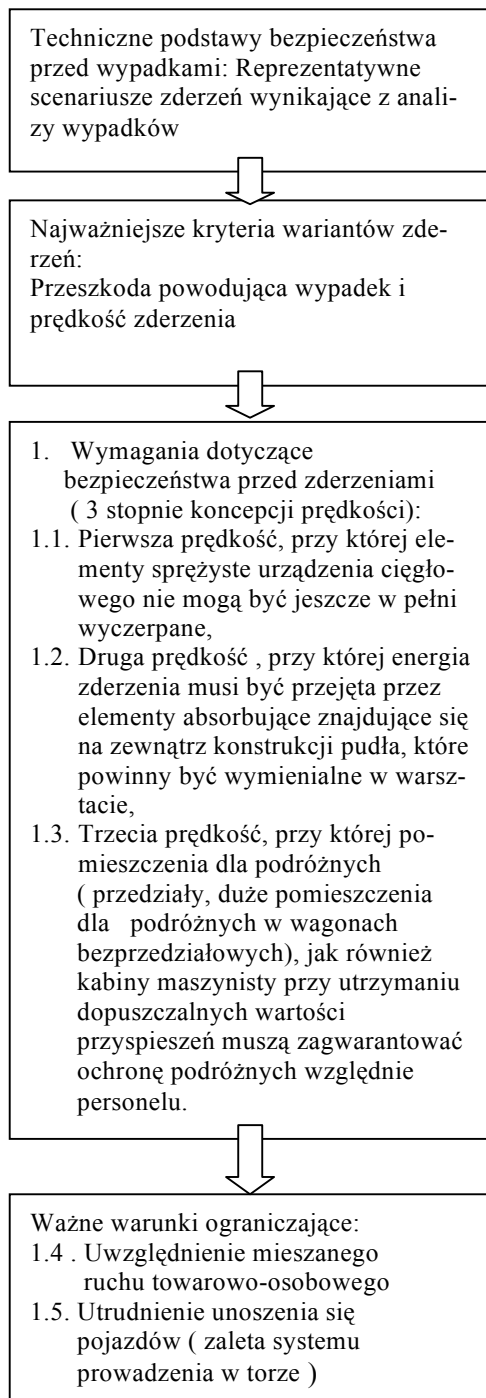
## Zestawienie wariantów zderzeń opracowanych dla ruchu tramwajowego [3]

**Tabela 4**

Oznaczenie wariantu	Opis wariantu zderzenia	Prędkość w [km/h]	Energia w [kJ]	Uwagi
C1	Hamowanie awaryjne			Opóźnienie hamowania 2.73 m/s <sup>2</sup>
C2	Kolizja czołowa z tramwajem o identycznej konstrukcji	20	270	Każdy z pojazdów tramwajowych absorbuje 50% energii zderzenia
C3	Kolizja boczna z prawej strony pod kątem 45° z samochodem dostawczym o masie 3 t	25	66	Wagon dostawczy jest zamodelowany przez sztywną ścianę o masie 3t
C4	Kolizja czołowa z pojazdem regionalnej kolei miejskiej o masie 55 t	10	83	Pojazd regionalny jest zamodelowany przez sztywną ścianę o masie 55t

### 3.4. Rozwój technicznej koncepcji bezpieczeństwa przed zderzeniami wg kolei niemieckich DB AG [3]

Rozwój technicznej koncepcji bezpieczeństwa przed zderzeniami wg kolei DB AG przedstawiono na schemacie blokowym (rys.1).



Rys.1 Schemat blokowy rozwoju technicznej koncepcji bezpieczeństwa pojazdów szynowych wg DB AG [3]

Przy tworzeniu projektów przepisów i wytycznych do projektowania pojazdów szynowych jako kryterium oceny jakości wytrzymałości na zderzenia współczesnych pudeł pojazdów przyjęto:

- zabezpieczenie przed zniszczeniem konstrukcji i zapewnienie kontrolowanego odkształcenia wybranych przestrzeni w ten sposób, że energia kinetyczna zderzenia będzie tak pochłonięta, aby zagwarantować pomieszczenie „bezpieczeństwa” dla podróżnych oraz personelu

- wartości opóźnienia ( przyspieszenia) będą tak ograniczone, że wynikające z nich siły będą przyjmowały wartości graniczne, które można zaakceptować z punktu widzenia oddziaływania na organizm ludzki.

Tworząc kryteria konstrukcyjne zabezpieczenia pojazdów przed skutkami zderzeń należy wziąć pod uwagę, że bardzo ważnymi aspektami tego zagadnienia są tzw. eksploatacyjne kryteria bezpieczeństwa pojazdów szynowych, które można przedstawić w następujący sposób:

- nie mogą w żadnej chwili prowadzić do zmniejszenia bezpieczeństwa podróżnych znajdujących się w konwencjonalnym pojeździe
- nie mogą prowadzić do zwiększonych kosztów wytwarzania pojazdów szynowych
- innowacyjne konstrukcje pojazdów szynowych nie mogą stanowić przeszkody do obniżenia kosztów dostawczych oraz eksploatacyjnych.

Biorąc pod uwagę kryterium przejmowania energii, cały pojazd można podzielić na pięć stref (rys.2). Strefy te posiadają oryginalne nazwy w języku angielskim wg prEN 15227:2005[14], a mianowicie:

**-strefa A:** coupler-recoverable (normal buffing) zone- strefa normalnych zderzeń urządzenia ciągnikowego -zderzne+ zderzaki posiadające liniową charakterystykę siła-przemieszczenie-normalna eksploatacja

**-strefa B:** coupler-sacrificial zone- strefa odkształceń trwałych urządzenie ciągnikowe-zderzne + zderzaki+elementy rozpraszające energię ( niem. „crashelemente”) - rozpraszanie energii przy zderzeniach nadzwyczajnych

**-strefa C:** anti-climber zone-strefa zabezpieczająca przed unoszeniem się pojazdu podczas zderzenia

**-strefa D:** structure collapse zone - strefa zgniotu konstrukcji konstrukcja rozpraszająca energię

**-strefa E:** passenger/crew survival cell zone- strefa gwarantująca przeżycie dla podróżnych i personelu obsługującego pociąg, która nie powinna podlegać żadnym deformacjom.

**Strefa zgniotu ( collapse zone)** jest definiowana jako część pojazdu szynowego, przeważnie strefa końcowa pojazdu szynowego, która jest zaprojektowana do zgniotu w kontrolowany sposób, jeśli obciążenia przekraczają poziom maksymalny pojawiający się w eksploatacji.

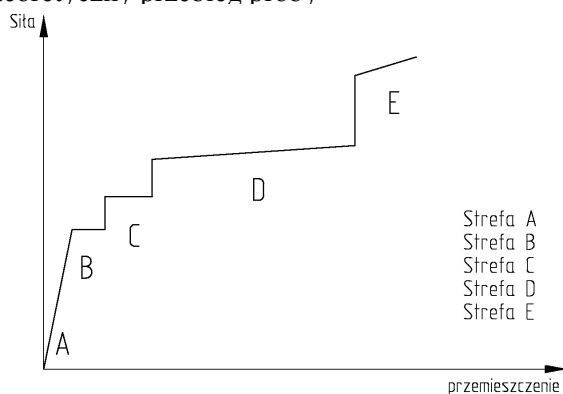
**Strefa gwarantująca przeżycie ( passenger /crew survival cell zone)** jest definiowana jako objętość nadwozia pojazdu zawierająca przestrzeń, która powinna być zachowana w czasie dopuszczalnego zderzenia ( np. powierzchnie zajęte przez pasażerów, nie wliczając dostępu przedsionków wagonu, korytarzy).

**Zgniot (crushing)** przekroczenie deformacji plastycznej, która znacznie zmniejsza przestrzeń zajmowaną przez konstrukcję.

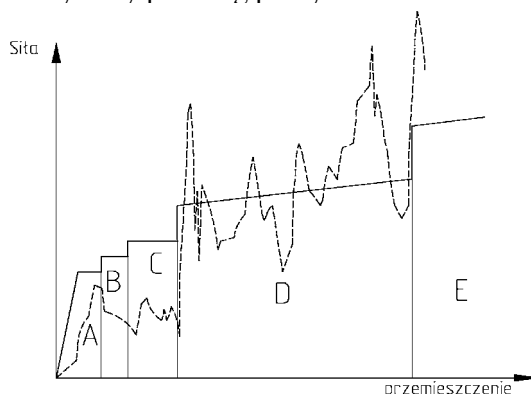
Strefa **A** obejmuje urządzenie pociągowo-zderzne z jego elementami sprężystymi. Z reguły te elementy posiadają liniową charakterystykę, natomiast deformacje mają charakter sprężysty. W strefie **B** pracuje element pochłaniający energię, posiadający cechy zamienności oraz możliwość regulacji. W tym przypadku chodzi o plastycznie odkształcalne elementy, jak np. metalowe rury i bloki w formie konstrukcji węzowej lub urządzenie pociągowo-zderzne. Obydwie strefy **A** i **B** mają za zadanie przejąć ostre zderzenia bez uszkodzenia konstrukcji pojazdu. Strefa **C** występuje dla pojazdów, które są wyposażone w zabezpieczenie przed unoszeniem. Zabezpieczenie to stanowią lekkie, wymienne elementy, rozpraszające energię zderzenia, które są rozmieszczone równoległe do stopnia **B** i łączą ochronę przed unoszeniem z czołownicą konstrukcji. Strefa **D** jest najważniejszą, najbardziej efektywną strefą zgniotu, gdzie przez w pełni kontrolowaną deformację mogą być przejęte duże ilości energii. W przypadku zespołu trakcyjnego TGV energia przejęta przez tą strefę wynosi nawet 30 kJ na kg masy pojazdu. Strefa **E** jest zakwalifikowana jako strefa gwarantująca przeżycie dla pasażerów i personelu i nie powinna być zdeformowana. W przypadku zwykłych aluminiowych konstrukcji integralnych wykonanych ze wzdłużnych, dwuciennych profili na całym obwodzie pudła wagonu opór przeciw deformacjom tych stref wynosi 6 i 10 MN i nie ma żadnego ryzyka powstania lokalnych niestabilności.

Wykres przedstawiony na rys.2a stanowi wyidealizowany teoretyczny przebieg sił w funkcji przemieszczeń (ang. idealised behaviour), natomiast na rys.2b przedstawiono typowy, rzeczywisty przebieg (ang. typical real behaviour).

a) teoretyczny przebieg próby



b) rzeczywisty przebieg próby



Rys.2. Przebieg sił w funkcji przemieszczeń dla poszczególnych stref pojazdu podczas zderzeń pojazdów szynowych [14]

### 3.5. Rozwój technicznej koncepcji bezpieczeństwa przed zderzeniami wg prEN 15227:2005 [14]

Projekt normy prEN 15227:2005 [14] zawiera podstawowe definicje pojęć związanych ze zderzeniami pojazdów szynowych, klasyfikację (podział) pojazdów szynowych na kategorie z uwagi na wprowadzone kryterium przenoszonej, maksymalnej siły wzdłużnej oraz warianty zderzeń.

Projekt prEN 15227:2005 [14] przewiduje zderzenia oceniane wg 6-ciu kryteriów ( w nawiasie nazwy angielskie):

- opór przed unoszeniem się pojazdu ( resisting overriding)
- pochłonięta energia zderzenia ( absorbing collision energy)
- zachowana strefa przeżycia ( preserving survival space)
- kryterium zmiany opóźnienia ( limiting the deceleration rate)
- wgłębienie w strefę przeżycia ( resisting intrusion into the survival space)
- minimalizacja konsekwencji zderzenia ( minimizing the consequences of hitting a track obstruction).

Projekt normy prEN 15227:2005 [14] przewiduje również cztery referencyjne, najbardziej reprezentatywne warianty zderzeń (ang. reference collision scenario):

- wariant I: zderzenie czołowe dwóch identycznych zespołów trakcyjnych
- wariant II: zderzenie czołowe z klasycznym pojazdem szynowym, wyposażonym w zderzaki
- wariant III: zderzenie czołowe zespołu trakcyjnego z ciężką przeszkodą ( np. samochód ciężarowy na skrzyżowaniu)
- wariant IV: zderzenie zespołu trakcyjnego ( kategorii I do IV ) z lekką przeszkodą ( np. samochód na skrzyżowaniu, zwierzęta).

Ww. warianty zderzeń przedstawiają reprezentatywne „scenariusze” zderzeń i zostały opracowane na bazie analizy wypadków kolejowych, w których doszło do zderzeń opisanych w raporcie ERRI B 205 Rp1 [15]. W przypadku pojazdów osobowych prEN 15227:2005 [14] definiuje masę zderzenia (ang. collisions mass) jako sumę masy pojazdu w stanie próżnym+ masa pasażerów, zajmujących 50% miejsc siedzących. Wymagania dotyczące symulacji ww. wariantów zderzeń przedstawiono w tabelach 5, 6, 7 i 8 [14].

#### Zestawienie wymagań dla I-szego wariantu zderzeń wg prEN 15227:2005 [14]

Tabela 5

Prędkość zderzenia pojazdów pasażerskich $v_c^a$				
P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V
Sumaryczne opóźnienie hamowania 1.0 m/s <sup>2</sup> b,c				
36 km/h	36 km/h	36 km/h d	36 km/h d	15 km/h

- warunki zderzenia: zespoły trakcyjne niehamowane na torze prostym
- jeśli systemy aktywnego bezpieczeństwa gwarantują, że ryzyko zderzenia jest większe niż w normalnej europejskiej eksploatacji, wówczas należy ustalić większą prędkość zderzenia  $v_c$
- sumaryczne opóźnienie hamowania 1.0 m/s<sup>2</sup>. Prędkość zderzenia może być zmniejszona, jeśli pojazdy posiadają możliwość hamowania bezpieczeństwa odbywającego się z opóźnieniem > 1.0 m/s<sup>2</sup>. Zmniejszona prędkość może być określana na podstawie następującej formuły:  

$$V_{red}=v_c (1-(11a_d-1.0)/36) \geq 25 \text{ km/h}$$
- normalna prędkość zderzenia dla pojazdów kategorii P-III i P-IV może być zmniejszona do 25 km/h, jeśli występuje automatyczny system zabezpieczenia jazdy pociągów i sieć jest izolowana od innych typów pojazdów tocznych i obsługa eksploatacji na wszystkich liniach odbywa się w jednym kierunku.

#### Zestawienie wymagań dla II-giego wariantu zderzeń

Tabela 6

Prędkość zderzenia pojazdów pasażerskich $v_c^{a, b, c, d}$				
P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V
36 km/h <sup>e</sup>	36 km/h <sup>e</sup>	36 km/h <sup>e</sup>	36 km/h <sup>e</sup>	10 km/h <sup>f</sup>
			10 km/h <sup>g</sup>	

- warunki zderzenia: zespoły trakcyjne/ pojazdy szynowe niehamowane na torze prostym
- jeśli systemy aktywnego bezpieczeństwa gwarantują, że ryzyko zderzenia jest większe niż w normalnej europejskiej eksploatacji, wówczas należy ustalić większą prędkość zderzenia  $v_c$ . Prędkość zderzenia powinna bazować na lokalnej statystyce wypadków lub w oparciu o inne oceny ryzyka.
- sumaryczne opóźnienie hamowania 1.0 m/s<sup>2</sup>. Prędkość zderzenia może być zmniejszona, jeśli pojazdy kategorii P-I, P-II, P-III i P-IV posiadają możliwość hamowania bezpieczeństwa, z opóźnieniem > 1.0 m/s<sup>2</sup>. Zmniejszona prędkość może być określana na podstawie następującej formuły:  

$$V_{red}=v_c (1-(11a_d-1.0)/36) \geq 25 \text{ km/h}$$
- warunek pochłoniętej energii przez zderzaki (karta UIC 526-1 [10]) lub sprzęgi automatyczne powinien być uwzględniony

- dla pojazdów kategorii P-I i P-II wagon, który należy uwzględnić powinien być zgodny z wyspecyfikowanym w karcie UIC 571-2 [13] o masie 80 t, wyposażonym w zderzaki kategorii A. Dla pozostałych kategorii pojazdów, dla których są określone warunki zderzeń, wagon powinien być reprezentowany przez najcięższy typ wagonu używany w układzie, w którym ma mniejszą masę
- dla normalnej, europejskiej eksploatacji, w której zespół trakcyjny P-V pracuje w mieszanym ruchu, w otoczeniu zespołu trakcyjnego P-IV należy uwzględnić w zderzeniu sztywną masę wynoszącą 55 t z pionową płaszczyzną (uproszczona przeszkoda reprezentująca pojazd P-IV nie powinna mieć wpływu na zaabsorbowaną energię w tym wariancie zderzeń)
- w przypadku normalnej europejskiej eksploatacji, jeśli zespół trakcyjny występuje jako eksploatowany w otoczeniu innych pojazdów, należy rozważyć kolizję z regionalnym zespołem trakcyjnym

#### Zestawienie wymagań dla III-giego wariantu zderzeń

Tabela 7

Prędkość zderzenia pojazdów pasażerskich $v_c^{a, c}$				
P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V
110 km/h <sup>b, d</sup>	110 km/h <sup>b, d</sup>	110 km/h <sup>b, d</sup>	40 km/h <sup>d</sup>	25 km/h <sup>e</sup>

- warunki zderzenia: zespół trakcyjny w stanie nie zahamowanym na torze prostym
- prędkość zderzenia dla pojazdów kategorii PI do PIII bazuje na prędkości eksploatacyjnej wynoszącej 160 km/h na poziomych skrzyżowaniach. Jeśli prędkość eksploatacyjna pojazdu na poziomych skrzyżowaniach różni się od 160 km/h, to wówczas prędkość zderzenia powinna być regulowana zgodnie z następującym wzorem:  $v_c=v_{op}-50 \text{ km/h}$ , gdzie  $v_{op}$  jest największą prędkością eksploatacyjną na skrzyżowaniu. Prędkość  $v_c$  nie powinna być niższa niż 40 km/h lub od prędkości eksploatacyjnej na skrzyżowaniu, na którym jest mniejsza.
- sumaryczne opóźnienie hamowania 1.0 m/s<sup>2</sup>. Prędkość zderzenia może być dodatkowo zmniejszona jeśli pojazdy mają opóźnienie hamowania  $a_d \geq 1.0 \text{ m/s}^2$  zgodnie ze wzorem:  

$$v_{red}=v_c (1-(11(a_d-1.0)/36))$$
- ciężkie przeszkody (np. samochody ciężarowe). Dla normalnej europejskiej eksploatacji są one reprezentowane przez odkształcalne przeszkody, które są zdefiniowane w załączniku prEN 15227:2005 [14]. Przeszkoda powinna być umieszczona symetrycznie prostopadle do kierunku ruchu zespołu trakcyjnego.
- ciężkie przeszkody przeznaczone do zderzeń pod kątem na skrzyżowaniach (np. pojazdy do przewozu towarów lekkich). W normalnej, europejskiej eksploatacji one mogą być reprezentowane przez sztywną masę o wartości 3t z powierzchnią poprzeczną pokrywającą pole kontaktu zderzenia z tramwajem. Płaszczyzna zderzenia znajduje się pod kątem 45° w stosunku do osi wzdłużnej tramwaju i jest umieszczona w środku każdego narożnika czołowego.

**Zestawienie wymagań dla IV-go wariantu zderzeń**  
**Tabela 8**

Pojazdy osobowe-kategorie P-I do P-IV					
Prędkość eksploatacyjna <sup>a</sup>	≥ 160 km/h	140 km/h	120 km/h	100 km/h	≤80 km/h
Obciążenie statyczne w linii środkowej <sup>b,c</sup>	300 kN	240 kN	180 kN	120 kN	60 kN
Pochłonięta energia w linii środkowej	36 kJ	29 kJ	22 kJ	14 kJ	7 kJ
Obciążenie statyczne w odległości poprzecznej 750 mm od C/L <sup>b,c</sup>	250 kN	200 kN	150 kN	100 kN	50 kN
Pochłonięta energia w odległości poprzecznej 750 mm od C/L <sup>d,e</sup>	30 kJ	24 kJ	18 kJ	12 kJ	6 kJ

- dla prędkości eksploatacyjnej różniącej się od podanych wartości, wartości sił i energii mogą być interpolowane
- każde obciążenie statyczne powinno być stosowane niezależnie w kierunku wzdłużnym pojazdu. Siłę należy przyłożyć na polu o szerokości 0.5 m i wysokości 0.5 m od krawędzi powyżej dolnej powierzchni przeszkody. Linia działania siły powinna znajdować się na kierunku wzdłużnym i przebiegać przez środek każdego załadowanego pola aż do maksymalnej wysokości wynoszącej 500 mm powyżej główki szyny
- obciążenia te nie powinny wywoływać znaczącego odkształcenia trwałego na przeszkodzie a ich przyłożenie do ostoi odpowiada każdemu ładunkowi statycznemu
- jeśli przeszkoda jest przeciążona, to wówczas może wystąpić odkształcenie plastyczne w taki sposób, że spowoduje odwrócenie lub zagrożenie
- w trakcie plastycznej deformacji na przeszkodzie wymaganej przez prEN 15227:2005[14] powinny być pochłonięte przynajmniej wartości energii podane w powyższej tabeli.

### 3.6. Bezpieczeństwo osobowych pojazdów szynowych zgodnie z przepisami amerykańskimi

Nieco inną filozofię bezpieczeństwa przed zderzeniem dla konstrukcji pojazdów szynowych prezentuje Amerykańskie Ministerstwo Transportu, które wydało bardzo surowe przepisy dotyczące zespołów trakcyjnych przystosowanych do wysokich prędkości przekraczających 200 km/h [7,8]. W strefie początkowej zespołu trakcyjnego oraz na jego końcu nie mogą znajdować się miejsca dla podróżnych; strefa kabiny dla maszynisty może ulec deformacji pod wpływem sił o wartości 10 MN, natomiast przedziały dla podróżnych (lub pomieszczenia dla podróżnych) przy siłach wynoszących 3,6 MN. Zdolność do przejmowania energii przez człon napędowy oraz przez pierwszy wagon musi wynosić przynajmniej 13MJ ( za wyjątkiem strefy zajętej przez pasażerów). Strefy kontrolowanego zgniotu nadwozia (pudła pojazdu) mogą wykazać odkształcenia przy siłach o wartościach mniejszych niż 3,6 MN.

Maksymalne opóźnienie w przedziałach dla podróżnych jest ograniczone do wartości 8g (78,5 m/s<sup>2</sup>). W przypadku, kiedy poziom sił jest ograniczony do 2,5÷3 MN, wówczas konieczne jest ograniczenie odkształcenia pojazdu do około 5 m. Zróżnicowanie wymagań dla zespołów trakcyjnych użytkowanych na terenie różnych zarządów europejskich oraz znajdujących się na różnych kontynentach wynika ze specyfiki poszczególnych tras kolejowych. Nowoczesny zespół trakcyjny przystosowany do wysokich prędkości „Schinkansen” eksploatowany w Japonii, można ocenić jako zamknięty system transportu osobowego, wyposażony w niezawodny, wydajny system aktywnego bezpieczeństwa przed zderzeniami. W przypadku kolei europejskich występuje eksploatacja mieszana, gdzie na trasach kolejowych odbywa się jednoczesny transport ładunków oraz transport osobowy. Poza tym część tras kolejowych nie jest jeszcze zmodernizowana i przystosowana do wysokich prędkości. W przypadku państw północnoamerykańskich trasy kolejowe są użytkowane zasadniczo do transportu ładunków, na których są realizowane ciężkie przewozy towarowe, natomiast transport osobowy ma charakter marginalny.

## 4. Kryteria eksploatacyjne oceny bezpieczeństwa pojazdów szynowych przed skutkami przejścia energii zderzenia

### 4.1. Przyspieszenie w kierunku pionowym

Jak wynika z aktualnych prac studialnych, przyspieszenie w kierunku pionowym może być wykorzystywane jako istotny parametr w zapewnieniu **bezpieczeństwa aktywnego** pojazdu szynowego ( między innymi unikanie zjawiska wykolejenia )[2]. Parametr ten był przedmiotem rozlicznych prac analitycznych po wykolejeniach, które miały miejsce na sieci kolei szwajcarskich SBB w 1994 roku, gdzie doszło do poważnych strat materialnych i skażenia środowiska naturalnego oraz konieczności ewakuowania mieszkańców z terenów objętych katastrofami kolejowymi (wykolejeniu uległy wagony cysterny przewożące ładunki niebezpieczne). Wielkość tego parametru dla różnych stanów eksploatacyjnych przedstawiono w tabeli 9. Na podstawie danych zawartych w tabeli 9 wyciągnięto wniosek, że mierząc przyspieszenie pionowe za pomocą detektora zamocowanego na czołownicy wagonu cysterny można zapobiec wykolejeniu przez podanie sygnału „otwierającego” zawór główny, co powoduje hamowanie nagle pociągu. Jako ostateczną wartość przyspieszenia pionowego, powyżej którego może nastąpić wykolejenie ustalono  $7,5^{±0.5}g$  ( $73,6^{±4.9}m/s^2$ ). Detektor wykolejenia typu EDT 100 zabudowany na czołownicy wagonu ma za zadanie możliwie natychmiastowe wykrycie wykolejonego zestawu kołowego pojazdu szynowego i poprzez wprowadzenie hamowania naglego zabezpieczenie pojazdu przed

skutkami wypadku. Detektor składa się z trzech zasadniczych części:

- zaworu bezpieczeństwa typu NV3 homologowanego w UIC
- zaworu sprężynowego
- urządzenia wskazującego.

#### Zestawienie przyspieszeń pionowych w różnych stanach eksploatacyjnych

Tabela 9

Typ eksploatacji	zakres maksymalnych przyspieszeń pionowych		
	Na czółownicy ostoji	Na pokrywie maźnicy	W środku wagonu
<b>Normalna jazda eksploatacyjna :</b> -prędkość 40 do 100 km/h, -załadunek: próżny/ładowny	1.6 do 1.8g	8.8 do 10.3g	około 5.5 g
<b>Plaskie miejsca na kole– (obliczenia symulacyjne):</b> -prędkość 10 do 80km/h -wysokość płaskich miejsc 4/6/8/12 mm na kole	0.9 do 4.1g	1.1. do 22 g	1.9 do 25g
<b>Styki szyn ( obliczenia symulacyjne):</b> -prędkość 10 do 80 km/h, -stan załadowania: próżny/ładowny -wysokość nierówności pionowych 10 do 15 mm na torze	1.9 do 4.6g	5.6 do 20 g	5.9 do 14.9 g
<b>Stan wykolejenia</b>	11.1 do 52 g	42 do 52g	14,1 do 68,6 g

Uwaga: wymienione zakresy wartości przyspieszeń obowiązują dla stanu próżnego oraz ładownego

#### 4.2. Siły deformujące ( niem. Stauchkräfte)

Ważnym kryterium, które decyduje o bezpieczeństwie pojazdów szynowych podczas zderzeń jest zdolność do przyjmowania przez konstrukcję sił deformujących. Siły te zostały określone dla zespołów trakcyjnych w projekcie SAFETRAIN, który był realizowany przez konsorcjum składające się z przedstawicieli kolei europejskich (DB AG, SNCF), przemysłu taboru europejskiego ( Alstom, Bombardier

Transportation i Siemens Transportation Systems) jak również europejskich centrów badawczych (AEA Technology Derby, CIC Cranfield, CNTK Warszawa, IST Lissabon, Technische Universität Dresden i UVHC Valenciennes). Zestawienie sił deformujących z odpowiadającym im przemieszczeniem deformującym dla poszczególnych wariantów zespołów trakcyjnych przedstawiono w tabeli 10.

Zespoły trakcyjne podzielono na cztery następujące grupy:

- zespoły trakcyjne typu **A**: masa własna **340 t** ( **8** członów włącznie z jednym członem napędowym)
- zespoły trakcyjne typu **B**: masa własna **412 t** ( **8** członów włącznie z dwoma wagonami sterowniczymi)
- zespoły trakcyjne typu **C**: masa własna **129 t** ( **3** członów włącznie z dwoma wagonami sterowniczymi)-specjalnie wybrany do realizacji projektu badawczego **SAFETRAIN**
- zespoły trakcyjne typu **D**: masa własna **50 t** ( człon napędowy).

#### Zestawienie sił deformujących dla różnych typów zespołów trakcyjnych oraz odpowiadające im przemieszczenia deformacyjne.

Tabela 10

Typ zespołu	Siły ściskające w [ kN]					
	Pomiędzy członami skrajnymi zespołów trakcyjnych			Pomiędzy elementami środkowymi		
	Sprzęg	Elementy zderzne	Konstrukcja pudła wagonu	Sprzęg	Elementy zderzne	Konstrukcja pudła wagonu
A	950	1950	3370	1065	2000	2750
B	950	1895	3315	1055	2000	3000
C	920	1895	3185	1090	2040	3000
D	600	1800	2500	-	-	-
Przemieszczenie deformujące w [mm]	100	800	1000	200	200	500

- przebieg odkształcenia w tej strefie kontrolowanego zgniotu nadwozia (niem., Knautschzone<sup>2)</sup>) musi mieć charakter progresywny
- strefa gwarantująca przeżycie musi posiadać minimalną długość wynoszącą 0,75 m i musi być zagwarantowana droga ucieczki dla maszynisty
- zapobieżenie rozerwaniu się części należących do konstrukcji pojazdu względnie jego wyposażenia; zapobieżenie wykolejeniu pojazdu
- przyjąć wartości maksymalne sił ściskających trwające mniej niż 5 ms podczas procesu zgniotu
- zachowanie integralności stref przebywania dla pasażerów podczas całego procesu zgniatania, również w przypadku występowania sił szczytowych; można zaakceptować
- konieczne jest zastosowanie urządzeń zapobiegających unoszeniu się pojazdu podczas zderzenia, które reagują przy obciążeniu pionowym wynoszącym 150 kN i które są przygotowane do działania przy różnicy wysokości wynoszącej 100 mm i ponadto zastosowanie sprzęgieł, które umożliwiają wcześniejsze zadziałanie oraz kompatybilność z innymi pojazdami np. ze zderzakami
- urządzenia zgarniające (zgarniacze) nie mogą utrudniać procesu zgniotu; powinny być one rozmieszczone możliwie daleko przed kabiną maszynisty
- przepisy Międzynarodowego Związku Kolejowego UIC dla statycznych obciążeń badawczych nie mogą być sprzeczne z wymaganiami bezpieczeństwa przed zderzeniami.

### 4.3. Kryterium opóźnienia w kierunku wzdłużnym ( ang. deceleration limit)

Wartość opóźnienia biegu pojazdu jest uwarunkowana efektywną wielkością siły oporu. Wartość efektywnej siły oporu jest różnicą pomiędzy siłami działającymi na przeciwległych końcach pojazdu w przedziale czasu. Poziomy sił znacznie wyższe niż przeciętne są dopuszczalne pod warunkiem, że nie działają w sposób ciągły. Główne opóźnienie w strefie przeżycia ( ang. survival space) pojazdu powinno być ograniczone w praktyce do **5g (49.05 m/s<sup>2</sup>)** i nie może przekroczyć wartości **7.5g (73.57 m/s<sup>2</sup>)**. Wartość ta może być użyta do przyjęcia wyższych poziomów opóźnień w zamkniętej przestrzeni kabiny maszynisty lub motorniczego w momencie zderzenia. Metoda określania głównego opóźnienia dla każdego rozważanego pojazdu w składzie pociągu polega na jego ustaleniu w określonym przedziale czasowym zdefiniowanym od chwili, kiedy efektywna siła kontaktowa na pojeździe jest większa od zera, do czasu kiedy po kolejnych obniżeniach osiągnie znów wartość zerową. Wytrzymałość urządzeń wyposażenia pojazdu powinna być rozpatrywana w aspekcie poziomu przyjętego kryterium opóźnienia.

### 4.4. Energia kinetyczna wybranego wagonu

Przy rozpatrywaniu zderzeń oraz środków zapobiegawczych lub łagodzących skutki zderzeń, decydującym kryterium jest wielkość energii kinetycznej poruszającego się pojazdu. Korzystając ze wzoru (1) obliczono energię kinetyczną dla wagonu-cysterny 458R, przy różnych prędkościach, w stanie próżnym oraz maksymalnie załadowanym (masa brutto 90 000 kg), a wyniki zamieszczono w tabeli 11.

Zestawienie wyników obliczeń energii kinetycznej dla wagonu cysterny typu 458 R

Tabela 11

Stan wagonu	PRĘDKOŚĆ WAGONU [km/h]					ENERGIA KINETYCZNA E <sub>k</sub> [kJ]					
	v=10	v=15	v=20	v=30	v=40	v=50	v=60	v=70	v=80	v=90	v=100*
Próżny	99	223	396	892	1586	2478	3569	4858	6345	8031	9915 <sup>3)</sup>
Ładowny <sup>1)</sup> 80000kg	308	694	1234	2777	4938	7716	11110	15123	19750	25000	30860
Ładowny <sup>2)</sup> 90000kg	347	781	1388	3125	5555	8680	12500	17013	22220	28125	34722

\*) MAKSYMALNA DOPUSZCZALNA PRĘDKOŚĆ EKSPLOATACYJNA WAGONU CYSTERNY W STANIE ŁADOWNYM,

1) ODPOWIADAJĄCY NACISKOWI ZESTAWU KOŁOWEGO NA SZYNY 20 t

2) ODPOWIADAJĄCY NACISKOWI ZESTAWU KOŁOWEGO NA SZYNY 22.5 t

3) DLA WAGONU PRÓŻNEGO DOPUSZCZALNA PRĘDKOŚĆ EKSPLOATACYJNA WYNOŚI 120 km/h (KARTA UIC 432 [9]) I ENERGIA KINETYCZNA WYNOŚI ODPOWIEDNIO 14 270 kJ



Zestawienie wyników obliczeń wskaźnika energii kinetycznej dla wagonu cysterny typu 458 R niezależnego od stanu załadowania dla różnych prędkości eksploatacyjnych

Tabela 12

	PRĘDKOŚĆ WAGONU TOWAROWEGO w [km/h]										
	v=10	v=15	v=20	v=30	v=40	v=50	v=60	v=70	v=80	v=90	v=100*
$E_k$ [J/kg]	3.85	8.67	15.40	34,70	61,71	96,42	138,87	189,02	246,88	312,49	385,79 <sup>1)</sup>

\*) MAKSYMALNA DOPUSZCZALNA PRĘDKOŚĆ EKSPLOATACYJNA WAGONU CYSTERNY W STANIE ŁADOWNYM  
<sup>1)</sup> DLA WAGONU PRÓŻNEGO DOPUSZCZALNA PRĘDKOŚĆ EKSPLOATACYJNA WYNOŚI 120 km/h (KARTA UIC 432 [9]) I ENERGIA KINETYCZNA WYNOŚI ODPOWIEDNIO 14270 kJ, NATOMIAST WSKAŹNIK ENERGII KINETYCZNEJ WYNOŚI ODPOWIEDNIO 555,53 J/kg MASY WŁASNEJ

Tabela 12 zawiera zbiór danych do poszukiwania tzw. najgorszego przypadku (ang. „worst case”). Na ich podstawie można przedstawić wskaźnik energetyczny pojazdu wyrażający ilość MJ (lub w kJ) przypadających na kg masy własnej poruszającego się wagonu. Wskaźnik ten będzie przydatny do ewentualnej analizy przy rozważaniu konstrukcji mogącej przejąć energię przy zderzeniu.

## 5. Wnioski

Analizując stan aktualnych przepisów międzynarodowych dotyczących bezpieczeństwa pasywnego pojazdów szynowych zabezpieczających je przed skutkami zderzeń można stwierdzić, że opracowane kryteria w tym zakresie odpowiadają specyfice każdego typu pojazdu szynowego. Stosowanie uniwersalnego rozwiązania zwiększającego bezpieczeństwo pasywne wszystkich pojazdów w równym zakresie jest niemożliwe, ze względu na ich różne parametry i cechy. W związku z tym bezpieczeństwo pojazdu należy traktować indywidualnie. Można przypuszczać, że w najbliższej już perspektywie kryteria te w miarę rozwoju pojazdów szynowych będą ulegały stopniowemu zaostrzeniu, co będzie wynikało między innymi z wzrastającej konkurencji pomiędzy rywalizującymi ze sobą różnymi przedsiębiorstwami transportowymi, gdyż bezpieczeństwo jazdy w szeroko rozumianym zakresie jest podstawowym parametrem oceny poszczególnych środków transportowych. Kryteria bezpieczeństwa pasywnego będą musiały spełniać nie tylko nowobudowane pojazdy szynowe, ale również już eksploatowane, które w ramach modernizacji będą musiały być wyposażone w nowoczesne środki konstrukcyjne, redukujące skutki zderzeń (np. wyposażenie w elementy zderzno-pochłaniające oprócz tradycyjnych zderzaków). W przypadku wagonów towarowych cystern przewożących materiały niebezpieczne i podlegających przepisom RID [16] należy wyjść z założenia, że zwiększenie bezpieczeństwa pasywnego tych pojazdów, oprócz poprawienia niezawodności transportu ładunków, sprzyja niewątpliwie ochronie środowiska.

## Literatura

- [1] Hondius H.: Rotterdam bestellt RandstadRailzüge. *Stadtverkehr* 7/8 2005.
- [2] Hubacher W., Scheiber P.: Entgleisungsdetektion beim Rollmaterial der SBB. *Schienen der Welt*. 11/2000.
- [3] Wolter W.: Kollisionssicherheit- ein Qualitätsmerkmal der passiven Sicherheit der Schienenfahrzeuge. *ZEV+DET. Glassers Annalen* 9/10 2001.
- [4] Wolter W.: Kollisionssicherheit von Stadt-und Strassenbahnen . *Entwicklung der passiven Sicherheit leichter Nahverkehrsfahrzeuge. EI- Eisenbahningenieur* 2.2002.
- [5] Wolter W.: Kollisionssichere Schienenfahrzeuge. *Empfehlungen für Hersteller und Betreiber. ZEV+DET Glassers Annalen Nr. 128* 2004. *Ta-gungsband SFT Graz* 2004.
- [6] Zehnder J.: Über die Crashesicherheit von Aluminium-Wagenkasten. *ZEV+DET Glassers Annalen Nr.125* 9/10 2001.
- [7] Dokument techniczny. *American Public Transportation Association: APTA SS-C&S034-99. Standard for the Design and Construction of Passenger Railroad Rolling Stock.*
- [8] Dokument techniczny. *Department of Transformation. Federal Railroad Administration. 49CFR Part 216 et al. Passenger Equipment Safety Standard. Finale Rule.*
- [9] Karta UIC 432: *Wagony towarowe. Prędkości jazdy. Warunki techniczne, które należy spełnić. 10-te wydanie z 10.2005*
- [10] Karta UIC 526-1: *Wagony towarowe. Zderzaki o skoku 105 mm. 2-gie wydanie z 1.07.1998.*
- [11] Karta UIC 529: *Wagony towarowe. Amortyzatory hydrodynamiczne o dużym skoku. Warunki techniczne. 1-sze wydanie z 1.01.1978.*
- [12] Karta UIC 566: *Obciążenia pudeł wagonów pasażerskich i ich części dobudowanych. 3-cie wydanie z 1.01.1990*



- [13] *Karta UIC 571-2: Wagony towarowe zunifikowane. Wagony towarowe wózkowe ogólnego przeznaczenia. Charakterystyki. 6-te wydanie z 02.2001.*
- [14] *pr EN 15 227:Kolejnictwo. Wymagania odporności na zderzenia nadwozi pojazdów szynowych. (Railway applications. Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies). kwiecień 2005.*
- [15] *Raport ERRI B 205 Rp.1: Analiza statystyczna bazy danych dotyczącej wypadków. Sponsor: Komisja Transportu Osobowego. (Statistical Analysis Accidents Database. Sponsoring body: UIC Passenger Commission).*
- [16] *RID Regulamin dla międzynarodowego przewo-  
zu kolejami towarów niebezpiecznych. Aneks 1  
do załącznika B konwencji ( Umowy) o między-  
narodowym przewozie towarów kolejami (CIM).  
Grupa PKP-Przewozy Towarowe CARGO. Wyd.  
01.07.2001.*
- [17] *Schlussbericht ERRI B12/Rp.17 (8-me wyda-  
nie): Program prób wagonów towarowych z  
podwoziem i strukturą wagonu ze stali ( które  
nadają się do zabudowy sprzęgu pracującego na  
rozciąganie i na ściskanie) i których wózki mają  
ramę stalową.(Versuchsprogramm für Güter-  
wagen mit Untergestell und Wagenkasten aus  
Stahl (die für den Einbau der Automatischen  
Zug-Druck Kupplung geeignet sind) und deren  
Drehgestelle mit stählernem Drehgestellra-  
hmen). Utrecht , kwiecień 1997.*
- [18] *UIC-CTR Dokument: SAFETRAIN. Bezpieczeń-  
stwo przed zderzeniami pociągów dla Europy.  
Wnioski końcowe i zalecenia. ( SAFETRAIN.  
Zug-Kollisionssicherheit für Europa. Schluss-  
folgerungen und Empfehlungen). Paryż, lipiec  
2001.*