

## Dodatkowe kryteria wytrzymałościowe dotyczące bezpieczeństwa eksploatacyjnego połączenia wtlaczanego zestawu kołowego

*W artykule przedstawiono dodatkowe kryteria wytrzymałościowe, decydujące o bezpieczeństwie zestawów kołowych pojazdów trakcyjnych oraz tocznych. Kryteria te obowiązują dla przeprowadzonego prawidłowego montażu zestawu kołowego. Przedstawiono aktualny stan wiedzy na temat drgań skrętnych oraz giętnych zestawu kołowego. Omówiono również kryteria, decydujące o wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej złącza wtlaczanego.*

### 1. WSTĘP

Bezpieczeństwo eksploatacyjne zestawu kołowego, jako jednego z najbardziej obciążonego podzespołu pojazdu szynowego trakcyjnego lub tocznego jest sprawą bardzo złożoną [3+8]. Z jednej strony decydują o tym prawidłowo zaprojektowane elementy jak oś lub koło, a z drugiej strony prawidłowo wykonany montaż zestawu kołowego, przeprowadzony z prawidłowym wciskiem na specjalistycznej prasie.

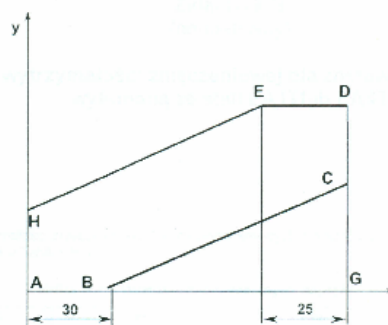
W przypadku zestawu kołowego kryteria bezpieczeństwa są przedstawione w następujących przepisach europejskich:

- w normie europejskiej PN-EN 13103 +A1:2012 [14] dla metodyki wyznaczania wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej osi kolejowych tocznych,
- w normie europejskiej PN-EN 13104+A2:2013 [15] dla metodyki wyznaczania wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej osi kolejowych napędnych,
- w normie europejskiej PN-EN 13979-1+A2:2011 [18] dla procedury dopuszczenia kół monoblokowych,
- w normie europejskiej PN-EN 13715+A1:2011 [17] dla zewnętrznych zarysów wieńców kół,
- w normie europejskiej PN-EN 13260+A1:2011 [16] dla wymagań, dotyczących gotowych zestawów kołowych,
- w normie europejskiej PN-EN 15313:2010 [19], dotyczącej utrzymania zestawów kołowych pojazdów w eksploatacji i wyłączonej z eksploatacji,
- w karcie UIC 510-2 [11], dotyczącej kół dla pojazdów doczepnych,
- w karcie UIC 510-5 [12], dotyczącej dopuszczenia kół monoblokowych,
- w karcie UIC 813 [13], dotyczącej tolerancji i montażu zestawów kołowych.

Zagadnieniem, które nie jest poruszone w ww. normach jest moment skręcający (niem. „Torsionsmoment”, ang. „torsional torque”), który osiąga największe wartości przy rozruchu lub hamowaniu. W związku z powyższym istotnym elementem wytrzymałość złącza wtlaczanego piasta koła- podpięcie osi zestawu kołowego. W tym wypadku wytrzymałość złącza wtlaczanego staje się „wąskim gardłem” w procesie projektowania, produkcji oraz utrzymania zestawu kołowego. Najczęściej stosowanym procesem połączenia piasta koła- podpięcie osi (osadzenie) jest połączenie wtlaczone (niem. „Preßverband”).

### 2. POŁĄCZENIE WTLACZANE, POMIĘDZY PIASTĄ KOŁA ORAZ OSADZENIEM OSI ZESTAWU KOŁOWEGO

Połączenie wtlaczone pomiędzy piastą koła oraz osadzeniem osi jest jednym z dwóch dopuszczonych przez przepisy. Alternatywną możliwością połączenia jest połączenie skurczowe. Najczęściej stosowanym połączeniem jest połączenie wtlaczone. Wymagania dotyczące przebiegu wtlaczania są przedstawione w załączniku A normy europejskiej PN-EN 13260+A1:2011 [16].



Rys.1. Wykres siły wtlaczania koła na osadzenie osi zgodnie z PN-EN 13260:2011 [16]

Odcinki AB, BC, HE i ED są odcinakami prostych, natomiast odcinek AG odpowiada długości osadzenia. Dla kół lokalizacja różnych punktów jest określona przez następujące wartości:

$$Y_H = 1,3\phi,$$

$\phi$  - nominalna średnica osadzenia koła, w metrach

$$Y_C = 0,85F,$$

$$Y_D = Y_E = 1,45F$$

F = siła wtlaczania określona przez konstruktora wtlaczanych części (koło, tarcza hamulcowa, koło zębate przekładni itd.)

Objaśnienia dla rys.1:

x - przesunięcie [mm]

y - siła wtlaczania F [MN].

Zgodnie z normą PN-EN 13260+A1:2011 [16] wzrost siły wtlaczania powinien się rozpocząć, zanim przemieszczenie osadzenia na osi w stosunku do piasty koła wyniesie 30 mm. Potem siła, która była zarejestrowana przed rowkiem, powinna wzrastać w sposób ciągły, jednakże powinna pozostać w przedziale tolerancji, który został podany przez konstruktora połączenia wtlaczanego.

Norma PN-EN 13260+A1:2011 [16] dopuszcza następujące odstępstwa:

- zmniejszenie siły wtlaczania, gdy przesunięcie osiągnie rowek do wtlaczania oleju; maksymalna siła, która była zarejestrowana przed rowkiem, powinna być ponownie osiągnięta, jeżeli przesunięcie osiągnie następne 25 mm; podczas zmniejszania siły, dopuszczalna jest mniejsza wartość siły wtlaczania, która jest określana za pomocą krzywej;
- dopuszczalny jest spadek siły wtlaczania, wynoszący maksymalnie 5MN, podczas ostatniej fazy przesunięcia, wynoszącej 25 mm
- krzywe mogą wykazywać lokalne odchylenia po uprzednim uzgodnieniu pomiędzy klientem i producentem albo po kwalifikacji wyrobu.

Wymagania techniczne, dotyczące prasy do wtlaczania są przedstawione w p.3.1.3.2 normy europejskiej PN-EN 13260+A1:2011 [16].

Prasa zastosowana do wtlaczania powinna mieć wzorcowane urządzenie, które rejestruje przebieg siły wtlaczania w funkcji położenia części wtlaczanej na osi. Skala odciętych powinna odpowiadać co najmniej 0,5 krotności rzeczywistego przemieszczenia wtlaczanej części. Skala rzędnych powinna być tak podzielona, żeby można odczytać wartość siły z dokładnością do 0,025 MN. Odcięte i rzędne mogą być zamienione. W przypadku rejestracji krzywej w formie zapisu, wykres powinien umożliwić odczyt przemieszczenia z dokładnością do 1 mm i zmianą siły 0,025 MN.

Wcisk między otworem piasty koła i osadzeniem osi powinien wynosić:

- dla połączeń skurczowych: 0,0009  $dm \leq j \leq 0,0015dm$

- dla połączeń wtlaczanych: 0,0010  $dm \leq j \leq 0,0015dm + 0,06$

gdzie dm jest średnią średnicą połączenia

wtlaczanego w mm.

W celu umożliwienia przeniesienia sił i momentów przez łączone części za pomocą wtlaczania lub połączenia skurczowego, bez wzajemnego ich przemieszczenia, części te powinny wytrzymać przez 30 sekund siłę F, która działa w kierunku wzdłużnym na oś zestawu kołowego.

Jeżeli konstruktor nie ustali specjalnych wymagań dla kół, to wówczas wartość siły F w MN wynosi:

$$F = 4 \cdot 10^{-3} \cdot dm \quad (1)$$

Wartość ta obowiązuje dla zależności:

$$0,8dm < L < 1,1dm \quad (2)$$

gdzie:

dm - średnia średnica osadzenia,

L - długość połączenia wtlaczanego w mm.

Aby sprawdzić jakość połączenia wtlaczanego, wykonuje się próbę sprawdzającą na prasie, wyposażoną w przyrząd do rejestracji siły. Siłę pomiędzy wewnętrzną powierzchnią piasty montowanych części i osadzeniem osi wprowadza się stopniowo, aż zostanie osiągnięta wartość siły F. Próbę należy przeprowadzić po upływie 48 godzin po przeprowadzeniu montażu.

Dla kół łączonych skurczowo test należy przeprowadzić, kiedy koła i oś powrócą do tej samej temperatury przed montażem.

W tabeli 1 przedstawiono wartości siły wtlaczania wg zależności (1), własności geometryczne osadzenia oraz wymagane wartości wcisku dla wybranych średnic osadzenia osi zestawów kołowych.

Jak wynika z zależności (1) wartość wymaganej siły wtlaczania jest stała i zależy tylko i wyłącznie od średnicy osadzenia połączenia wtlaczanego.

Należy jednak pamiętać, że podczas wtlaczania używany jest środek smarny, który wpływa na wielkość siły wtlaczania. Zagadnienie to jest opisane w karcie UIC 813 [13].

Siłę wtlaczania piasty koła zgodnie z kartą UIC 813 [13] p.5.2.3.3.5 wynosi:

$$P_F = a \cdot D \quad (3)$$

gdzie:

D - nominalna średnica w mm

a - współczynnik wg tabeli 2,

$P_F$  - siła wtlaczania w kN.

Wartości dopuszczalne sił wtlaczania w zależności od użytego rodzaju środka smarnego, rodzaju wtlaczanych kół oraz rodzaju pojazdu (tabor toczny oraz tabor trakcyjny) są przedstawione w tabeli 2.

**Zestawienie sił wtlaczania, własności geometrycznych oraz wymaganych wartości wcisku dla wybranych średnic osadzenia osi dla wtlaczanych kół zestawów kołowych**

**Tabela 1**

L.p.	Typ osi	Średnica osadzenia dm [mm]	Długość osadzenia L [mm]	Stosunek L/dm	Siła [kN]	Wcisk [mm]
1	Oś typu A	185	185	1	740	0,3375
2	Oś typu B	200	200	1	800	0,36
3	Oś 38 MN	185	196	0,94	740	0,3375
4	Oś 34MN	185	165	0,89	740	0,3375
5	Oś 111E	233	191	0,81	932	0,4095

**Zestawienie współczynnika „a” sił wtlaczania w zależności od użytego rodzaju środka smarnego, rodzaju kół (koła bosc, koła obręczowane, koła monoblokowe), rodzaju taboru (tabor toczny i trakcyjny) wg karty UIC 813 [13]**

**Tabela 2**

	1	2	3	4
	smar użyty podczas wtlaczania			
	olej <sup>2)</sup>	lój	olej+lój <sup>1)</sup>	MoS <sub>2</sub> <sup>3)</sup>
Koło bosc Wagony	3,5 ÷ 5	3,0 ÷ 4,5	3,25 ÷ 3,5	3,0 ÷ 4,5
Koła monoblokowe Koła obręczowane Wagony	4,0 ÷ 6,0	3,0 ÷ 5,5	3,5 ÷ 5,75	3,0 ÷ 5,5
Koła monoblokowe Koła obręczowane Tabor trakcyjny	4,5 ÷ 6,5	3,0 ÷ 6,0	3,75 ÷ 6,25	3,5 ÷ 6,0

- 1) W przypadku stosowania mieszanki smarnej olej+ lój należy stosować średnie wartości z kolumn 1+2.
- 2) Przez olej jako środek umożliwiający wtlaczanie, rozumie się olej roślinny, czyli olej lniany, rzepakowy, rzepakowy.
- 3) Dwusiarczek molibdenu

**Zestawienie sił wtlaczania, własności geometrycznych dla wybranych średnic osadzenia osi dla wtlaczanych kół zestawów kołowych wg karty UIC 813 [13]**

**Tabela 3**

L.p.	Typ osi	Typ środka smarnego	D [mm]	L [mm]	Siła F <sub>MIN</sub> [kN]	Siła F <sub>MAX</sub> [kN]
1.	Oś typu A wagon towarowy z kołami monoblokowymi	olej	185	185	740	1110
		lój			555	1018
		olej+lój			647,5	1063,75
		MoS <sub>2</sub>			555	1018
2.	Oś typu B wagon towarowy z kołami monoblokowymi	olej	200	200	800	1200
		lój			600	1100
		olej+lój			700	1150
		MoS <sub>2</sub>			600	1100
3.	Oś 38MN zespołu trakcyjnego	olej	185	196	832,5	1202,5
		lój			555	1110
		Olej+lój			693,75	1156,25
		MoS <sub>2</sub>			647,5	1110
4.	Oś 34 MN pojazdu trakcyjnego	Olej	185	165	832,5	1202,5
		lój			555	1110
		olej+lój			693,75	1156,25
		MoS <sub>2</sub>			647,5	1110
5.	Oś lokomotywy elektrycznej typu 111E	olej	233	191	1048,5	1514,5
		lój			699	1398
		olej+lój			873,75	1456,25
		MoS <sub>2</sub>			815,5	1398

Maksymalna siła wtlaczania może przekraczać wartości wyznaczone w tabeli 3, ale nie więcej niż 10%.

Siły wtlaczania, przedstawione w tabeli 3 można uznać jako kryteria. Aby spełnić ww. kryteria wartości sił wtlaczania należy dobrać odpowiedni wcisk dla połączenia wtlaczanego oraz odpowiedni środek smarny.

Biorąc pod uwagę dwa parametry tzn. współczynnik tarcia oraz naciski powierzchniowe pomiędzy piastą koła i osadzeniem osi minimalną siłę wtlaczania można wyznaczyć ze wzoru:

$$F_{MAX} = \pi \cdot l \cdot D \cdot p_{MAX} \cdot \mu_{MAX} \quad (5)$$

gdzie:

$F_{MAX}$ - maksymalna siła wtlaczania [N],  
 $l$ - długość połączenia wtlaczanego [mm],  
 $D$ -średnica osadzenia [mm],

$p_{MAX}$ - nacisk jednostkowy pomiędzy osadzeniem osi oraz piastą koła [MPa],

$\mu_{MAX}$ - maksymalny współczynnik tarcia podczas wtlaczania wynosi 0,12.

gdzie:

$F_{MIN}$ - minimalna siła wtlaczania [N],

$l$ - długość połączenia wtlaczanego [mm],

$D$ -średnica osadzenia [mm],

$p_{MIN}$ - nacisk jednostkowy pomiędzy osadzeniem osi oraz piastą koła [MPa],

$\mu_{MIN}$ - minimalny współczynnik tarcia podczas wtlaczania pomiędzy piastą koła oraz podpięciem osi, którego wartość zawiera się pomiędzy 0,08÷0,12; w przypadku minimalnej wartości wynosi 0,08 [-].

Natomiast maksymalną siłę wtlaczania można wyznaczyć analogicznie ze wzoru:

Wcisk dobiera się zgodnie z załącznikiem A karty UIC 813 [13], który wynika z:

- pasowania pomiędzy piastami i podpięciami dla średnic w zakresie 100 do 300 mm, jak również z odpowiedniej klasy tolerancji dla klasy odchyłek V zgodnie z normą ISO 286 [20]
- pasowania między piastami i podpięciami dla średnic w zakresie 100 do 300 mm i klasy tolerancji odpowiadającej klasie odchyłek U wg ISO 286 [17].

Do pierwszej grupy pasowań należy zaliczyć zgodnie z załącznikiem A.1.1 karty UIC 813 [13] należy zaliczyć następujące pasowania: H6/v6, H6/v7, H7/v6,

**Zestawienie odchyłek dla pasowań H6/v6, H6/v7, H7/v6, H8/v6 i H8/v7 oraz wynikających wcisków minimalnych, maksymalnych oraz średnich dla połączeń wtlaczanych koło-osadzenie osi (średnica 185 mm)**

**Tabela 4**

L.p.	Pasowanie [-]	odchyłki otworu [mm]	odchyłki osadzenia osi [mm]	wcisk minimalny [mm]	wcisk maksymalny [mm]	wcisk średni [mm]
1.	H6/v6	+0,029 0	+0,313 +0,284	0,255	0,313	0,2840
2.	H6/v7	+0,029 0	+0,330 +0,284	0,255	0,330	0,2925
3.	H7/v6	+0,046 0	+0,313 +0,284	0,238	0,313	0,2755
4.	H7/v7	+0,046 0	+0,330 +0,284	0,238	0,330	0,284
5.	H8/v6	+0,072 +0	+0,313 +0,284	0,212	0,313	0,2625
6.	H8/v7	+0,072 0	+0,330 +0,284	0,212	0,330	0,271

**Zestawienie odchyłek dla pasowań H6/u6, H6/u7, H6/u8, H7/u6, H7/u7, H7/u8 oraz wynikających wcisków minimalnych, maksymalnych oraz średnich dla połączeń wtlaczanych koło-osadzenie osi (średnica 185 mm)**

**Tabela 5**

L.p.	pasowanie [-]	odchyłki otworu [mm]	odchyłki osadzenia osi [mm]	wcisk minimalny [mm]	wcisk maksymalny [mm]	wcisk średni [mm]
1.	H6/u6	+0,029 0	+0,265 +0,236	0,207	0,265	0,236
2.	H6/u7	+0,029 0	+0,282 +0,236	0,207	0,282	0,2445
3.	H6/u8	+0,029 0	+0,308 +0,236	0,207	0,308	0,249
4.	H7/u6	+0,046 0	+0,265 +0,236	0,190	0,265	0,2275
6.	H7/u7	+0,046 0	+0,282 +0,236	0,190	0,282	0,236
7.	H7/u8	+0,046 0	+0,308 +0,236	0,190	0,308	0,249

H7/v7, H8/v6, H8/v7 (rys.2). Wciski minimalne i maksymalne wynikające z ww. pasowań są zamieszczone w tabeli 4.

Do drugiej grupy zgodnie z załącznikiem A.1.2 karty UIC 813 [13] należy zaliczyć następujące pasowania: H6/u6, H6/u7, H6/u8, H7/u6, H7/u6, H7/u7, H7/u8. Wciski minimalne i maksymalne wynikające z ww. pasowań są zamieszczone w tabeli 5.

Jak widać z porównania tabeli 4 i 5 pierwsza grupa pasowań, przewidzianych do otworu koła i osadzenia osi zestawu kołowego daje większe wciski minimalne, maksymalne oraz średnie niż druga grupa pasowań.

W przypadku jeśli konstruktor nie ustalił żadnych szczególnych wymagań, to wartość wcisku należy ustalić zgodnie z p.3.1.2 PN-EN 13260+A1:2011 [16] oraz załącznikiem A1.1 i A1.2 karty UIC 813 [13].

Wcisk maksymalny  $J_{MAX}$  [mm] wyznacza się ze wzoru:

$$J_{MAX}=0,0015D+0,06 \quad (6)$$

Wcisk minimalny  $J_{MIN}$  [mm] wyznacza się ze wzoru:

$$J_{MIN}=0,0009D \quad (7)$$

Nacisk jednostkowy  $p$  pomiędzy elementami wtlaczanymi (osadzenie osi) oraz elementami obejmującymi (piasta koła) można wyznaczyć ze wzoru:

$$p = \frac{J}{D} \cdot \frac{1}{\frac{c_1 - v_1}{E_1} + \frac{c_2 + v_2}{E_2}} \quad (8)$$

gdzie:

$p$ - nacisk powierzchniowy pomiędzy wewnętrzną powierzchnią piasty koła, a podpięciem (osadzeniem osi),

$J$ - wcisk pomiędzy średnicą osadzenia osi a średnicą piasty koła,

$D$ - średnica osadzenia podpięcia osi zestawu kołowego,

$c_1, c_2$ - współczynniki określone z zadania Lamego,

$v_1$ -współczynnik Poissona materiału osi,

$v_2$ - współczynnik Poissona materiału koła,

$E_1$ - moduł Younga materiału osi,

$E_2$ -moduł Younga materiału koła.

Współczynniki  $c_1$  i  $c_2$  można wyznaczyć ze wzorów:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{D_1}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_1}{D}\right)^2} \quad (9)$$

$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{D}{D_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{D}{D_2}\right)^2} \quad (10)$$

gdzie:

$D_1$ -średnica wewnętrzna podpięcia osi, w przypadku pełnych osi  $D_1=0$

$D_2$ -średnica zewnętrzna piasty koła.

W przypadku osi pełnych współczynnik  $c_1=1$ , gdyż  $D_1=D$ .

Ponieważ koło (piasta koła) oraz oś zestawu kołowego, wykonane są ze stali to wówczas  $E_1=E_2$  oraz  $v_1=v_2$ .

Wówczas zależność (8) przyjmuje postać:

$$p = \frac{J}{D} \cdot \frac{E}{c_1 + c_2} \quad (11)$$

Zebranie kryteriów wcisków  $J_{MAX}$  oraz  $J_{MIN}$  dla wybranych połączeń wtlaczanych koło-oś zestawów kołowych przedstawiono w tabeli 6.

**Zestawienie wcisków  $J_{MAX}$  oraz  $J_{MIN}$  dla połączeń wtlaczanych piasta koła –osadzenie osi wybranych zestawów kołowych**

**Tabela 6**

L.p.	Typ osi	Typ środka smarnego	D [mm]	L [mm]	$J_{MAX}$ [mm]	$J_{MIN}$ [mm]
1.	Oś typu A wagon towarowy z kołami monoblokowymi	olej	185	185	0,3375	0,1665
		łój				
		olej +łój				
		MoS <sub>2</sub>				
2.	Oś typu B wagon towarowy z kołami monoblokowymi	olej	200	200	0,36	0,18
		łój				
		olej +łój				
		MoS <sub>2</sub>				
3.	Oś 38MN zespołu trakcyjnego	olej	185	196	0,3375	0,1665
		łój				
		olej +łój				
		MoS <sub>2</sub>				
4.	Oś 34 MN pojazdu trakcyjnego	olej	185	165	0,3375	0,1665
		łój				
		olej +łój				
		MoS <sub>2</sub>				
5.	Oś lokomotywy elektrycznej typu 111E	olej	233	191	0,4095	0,2097
		łój				
		olej +łój				
		MoS <sub>2</sub>				

Poniżej podano przykład obliczeniowy dla osi typu A wagonu towarowego oraz koła monoblokowego BA005 o średnicy zewnętrznej  $D_2=300$  mm.

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (9):

$$c_1=1 \quad (12)$$

Po wstawieniu wartości liczbowych  $D=185$  mm oraz  $D_2=300$  mm do wzoru (10) otrzymuje się:



$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{185}{300}\right)^2}{1 - \left(\frac{185}{300}\right)^2} = 2,22725 \quad (13)$$

Po wstawieniu  $D=185$  mm do wzoru (7) otrzymuje się:

$$J_{\text{MIN}}=0,0009 \cdot 185=0,1665 \text{ mm} \quad (14)$$

Po wstawieniu wartości liczbowych do wzoru (11) tzn.  $E=2,06 \cdot 10^{11}$  N/mm<sup>2</sup>=2,06·10<sup>5</sup>MPa,  $J_{\text{MIN}}=0,1665$  mm,  $c_1=1$  oraz  $c_2=2,22725$  do wzoru (11) otrzymuje się:

$$p_{\text{MIN}} = \frac{0,1665}{185} \cdot \frac{2,06 \cdot 10^5}{1 + 2,22725} = 57,44 \text{ MPa} \quad (15)$$

Po wstawieniu  $D=185$  mm do wzoru (6) otrzymuje się:

$$J_{\text{MAX}}=0,0015 \cdot 185+0,06=0,3375 \text{ mm} \quad (16)$$

Po wstawieniu wartości liczbowych do wzoru (11) tzn.  $E=2,06 \cdot 10^{11}$  N/mm<sup>2</sup>=2,06·10<sup>5</sup>MPa,  $J_{\text{MIN}}=0,3375$  mm,  $c_1=1$  oraz  $c_2=2,22725$  do wzoru (11) otrzymuje się:

$$p_{\text{MAX}} = \frac{0,3375}{185} \cdot \frac{2,06 \cdot 10^5}{1 + 2,22725} = 116,44 \text{ MPa} \quad (17)$$

Podstawiając do wzoru (4) wartości  $\mu=0,08$ ,  $l=0,185$  m,  $D=0,185$  m,  $p_{\text{MIN}}=57,44$  MPa otrzymuje się wartości następujące:

$$F_{\text{MIN}}=\pi \cdot 0,185 \cdot 0,185 \cdot 57,44 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot 10^{-3} = 494,08 \text{ kN} \quad (18)$$

Podstawiając do wzoru (5) wartości  $\mu=0,08$ ,  $l=0,185$  m,  $D=0,185$  m,  $p_{\text{MIN}}=116,44$  MPa otrzymuje się wartości następujące:

$$F_{\text{MAX}}=\pi \cdot 0,185 \cdot 0,185 \cdot 116,44 \cdot 10^6 \cdot 0,12 \cdot 10^{-3} = 1502,36 \quad (19)$$

Biorąc pod uwagę, że wartości sił wtlaczania we wzorze (19) oraz (19) są wyliczone w oparciu o skrajne wartości wcisku tzn. wartości minimalne oraz wartości maksymalne, które są możliwe, ale mało prawdopodobne wydaje się celowe sprawdzenie sił wtlaczania dla wcisków średnich.

Zakładając, że  $J_{\text{MIN}}=0,1665$  mm oraz  $J_{\text{MAX}}=0,3375$  mm wcisk średni  $J_{\text{SR}}=0,252$  mm.

Wówczas po wstawieniu wartości liczbowych do wzoru (11) tzn.  $E=2,06 \cdot 10^{11}$  N/mm<sup>2</sup>=2,06·10<sup>5</sup>MPa,  $J_{\text{SR}}=0,252$  mm,  $c_1=1$  oraz  $c_2=2,22725$  do wzoru (11) otrzymuje się:

$$p_{\text{SR}} = \frac{0,252}{185} \cdot \frac{2,06 \cdot 10^5}{1 + 2,22725} = 86,94 \text{ MPa} \quad (20)$$

Podstawiając do wzoru (4) wartości  $\mu=0,08$ ,  $l=0,185$  m,  $D=0,185$  m,  $p_{\text{MIN}}=86,94$  MPa=86,94·10<sup>6</sup> N/m<sup>2</sup> otrzymuje się wartości następujące:

$$F_{\text{MIN}}=\pi \cdot 0,185 \cdot 0,185 \cdot 86,94 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot 10^{-3} = 747 \text{ kN} \quad (21)$$

Podstawiając do wzoru (5) wartości  $\mu=0,12$   $l=0,185$  m,  $D=0,185$  m,  $p_{\text{MIN}}=86,94$  MPa=86,94·10<sup>6</sup> N/m<sup>2</sup> otrzymuje się wartości następujące:

$$F_{\text{MAX}}=\pi \cdot 0,185 \cdot 0,185 \cdot 86,94 \cdot 10^6 \cdot 0,12 \cdot 10^{-3} = 1121,74 \text{ kN} \quad (22)$$

Wartości te są już bardziej zbliżone do przedstawionych w tabeli 2 dla średnicy kojarzenia otworu piasty koła oraz osadzenia osi.

Tak więc na rysunku konstrukcyjnym zestawu kołowego powinny znajdować się następujące dane:

- zakresy sił przy wtlaczaniu (wartości minimalne i maksymalne) dla następujących środków smarnych: oleju, łożu, mieszanki oleju i łożu oraz dwusiarczku molibdenu MoS<sub>2</sub>,
- pasowanie obejmujące otwór koła oraz osadzenie osi, skąd wynika wcisk minimalny oraz maksymalny,
- pasowanie obejmujące otwór koła zębatego oraz tarczy hamulcowej oraz osadzenia osi, skąd wynika wcisk minimalny oraz maksymalny.

Należy wziąć pod uwagę, że warunkiem prawidłowego wtlaczania koła na oś zestawu kołowego jest spełnienie dodatkowych warunków:

- zapewnienie podczas wtlaczania prawidłowej ilości środka smarnego; zbyt mała ilość środka smarnego (nawet lokalnie) powoduje zjawisko zacierania piasty koła lub osadzenia osi, zbyt duża ilość smaru powoduje wypływanie dużej części smaru na zewnątrz i blokowanie całego procesu wtlaczania,
- prędkość wtlaczania powinna być zależna od typu zestawu kołowego, zastosowanego smaru oraz użytej prasy (wartość orientacyjna 0,5 do 5 mm/sek.) należy wziąć pod uwagę, że zbyt duża prędkość wtlaczania może wpływać na zmniejszenie współczynnika tarcia,
- prasa do wtlaczania powinna:

- ⇒ posiadać manometr rejestrujący, odpowiednio wyskalowany i umożliwiający wyznaczenie graficznego wykresu, przedstawiającego siłę wtlaczania w funkcji i położenia koła na osadzeniu osi w czasie wtlaczania,
- ⇒ mieć wzorcowane urządzenie, które rejestruje przebieg siły wtlaczania w funkcji położenia części wtlaczanej na osi oraz
- ⇒ skala odciętych powinna odpowiadać co najmniej 0,5 krotności rzeczywistego przemieszczenia wtlaczanej części, skala rzędnych powinna być tak podzielona, żeby można odczytać wartość siły z dokładnością do 0,025 MN,
- ⇒ dokładność czujnika pomiarowego siły powinna wynosić 0,01 MN,
- ⇒ w przypadku rejestracji krzywej w formie zapisu, wykres powinien umożliwić odczyt przemieszczenia z dokładnością z dokładnością do 1 mm i zmianą siły 0,025 MN,
- ⇒ przed przyłożeniem siły wtlaczania należy dokonać regulacji, polegającej na zerowaniu przyrządu rejestrującego.

Wykres wtlaczania kół na osadzenia osi powinien spełniać następujące warunki:

- wzrost siły wtlaczania powinien się rozpocząć, zanim przemieszczenie osadzenia osi w stosunku do koła osi wyniesie 30 mm, a następnie wzrastać w sposób ciągły, jednakże powinien on pozostać w przedziale tolerancji, które zostały poddane przez konstruktora dla wtlaczanej części (patrz tabela 2),
- zmniejszenie siły wtlaczania jest dopuszczalne w momencie, gdy przesunięcie osiągnie rowek do wtlaczania oleju,
- maksymalna siła wtlaczania powinna być ponownie osiągnięta, jeżeli przesunięcie osiągnie kolejne 25 mm,
- dopuszczalny jest spadek siły wtlaczania wynoszący maksymalnie 5 MN (50 kN), podczas ostatniej fazy przesunięcia, wynoszącej 25 mm.

W przypadku wątpliwości wynikających z przebiegu wtlaczania lub wykresu wtlaczania, należy przeprowadzić próbę wytrzymałości na prasie po 48 godzinach od chwili zakończenia procesu wtlaczania. Siłę  $F$  pomiędzy wewnętrzną powierzchnią piasty montowanych części i osadzeniem osi wprowadza się stopniowo, aż zostanie osiągnięta wartość siły, która podaje konstruktor. Próba powinna trwać w czasie 30 sekund, w czasie których nie powinno dojść do wzajemnego przemieszczenia wtlaczanych części. Siła  $F$ , w przypadku osiągnięcia siły nieco mniejszej od minimalnej, powinna być większa o 30 %. Wynika to z tego, że współczynnik tarcia statycznego jest większy od współczynnika tarcia dynamicznego (podczas wtlaczania). Próbę taką można przeprowadzić (w miarę możliwości) dla wszystkich wtlaczanych części tzn. dla wtlaczanych kół zębatach, tarcz hamulcowych oraz kół. W przypadku połączenia skurczowego należy wykonać 10% prób wytrzymałości montażu z partii dostarczanych zestawów kołowych. Pomimo, że połączenie skurczowe jest przedstawiane jako alternatywne do połączenia wtlaczanego, to należy wspomnieć, że pomimo że cechuje się wysoką wytrzymałością, to w przypadku osiągnięcia przez koło wymiarów kresowych i konieczności jego stłoczenia mogą wystąpić bardzo poważne uszkodzenia osadzenia osi. W związku z wprowadzeniem wstawek typu K (K- niem. „Kunststoffbremssohle”) dla nowo produkowanych wagonów towarowych, wyposażonych w dwuosiowe wózki Y25 trwałość kół zmniejsza się z 900 000 km (z dotychczas stosowanymi wstawkami żeliwnymi GG klocków hamulcowych- niem. „Graugussbremssohle”) do 600 000 km. Sytuacja ta jest szczególnie poważna w przypadku zastosowania kół monoblokowych i stopniowego wycofywania z eksploatacji kół obrotowych.

Jak wynika z przedstawionych analiz połączenie wtlaczane musi przenieść dwa rodzaje obciążeń, aby zapewnić bezpieczną eksploatację:

- obciążenia poprzeczne,
- obciążenia momentem skręcającym.

W przypadku kiedy połączenie wtlaczane nie może przenieść siły poprzecznej, wówczas zagrożenie bezpiecznej eksploatacji polega na tym, że nie jest możliwe dalsze prowadzenie zestawu kołowego w torze. Brak możliwości przeniesienia siły poprzecznej przez złącze wtlaczane jest uważany za dużo bardziej niebezpieczny dla eksploatacji, niż brak możliwości przeniesienia momentu skręcającego, który może spowodować obrót koła (niem. „Radverdrehens”)[7]. Czynniki pojawiającymi się w eksploatacji, które powodują zwiększony moment obrotowy są między innymi maksymalna wartość poślizgu, przewyższająca wartości normalne, występujące w eksploatacji, znacznie przewyższające wartości występujące na krzywej poślizgu oraz drgania skrętne. Przez poślizg (niem. „Längsschlupf”) rozumie się różnicę pomiędzy prędkością obwodową i prędkością liniową (jazdy) zgodnie ze wzorem:

$$s_x = \frac{V_{OBW} - v}{v} \quad (23)$$

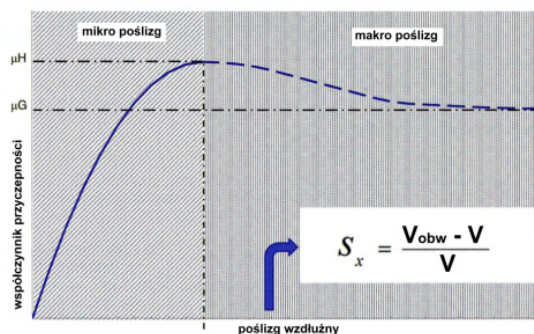
gdzie:

- $s_x$ - poślizg wzdłużny
- $v_{obw}$ - prędkość obwodowa
- $v$ -prędkość liniowa (jazdy).

Drgania skrętne osi zestawu kołowego występują w wyniku:

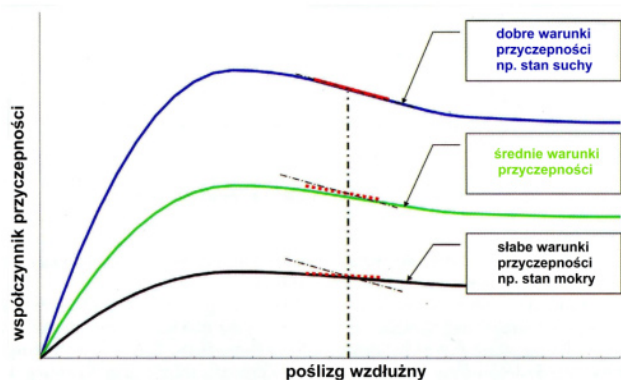
- pojawiania się momentów hamowania i rozruchu
- momentów napinających, wynikających z toczenia.

Drgania skrętne, które pojawiają się w eksploatacji można podzielić na drgania skrętne samowzbudne oraz na drgania wzbudzone z obcego źródła. Oceniając wytrzymałość zmęczeniową należy zwrócić uwagę na fakt, że obciążenia zginające i skręcające działają asynchronicznie, a ich przebieg nie ma charakteru proporcjonalnego. Podczas gdy zginanie obrotowe jest zależne od prędkości pojazdu i występuje w dolnym zakresie częstotliwości tzn. od 0 do 30 Hz, to drgania skrętne występują w zakresie częstotliwości pomiędzy 50 i 100 Hz. Własności cierne pomiędzy kołem i szyną przedstawia charakterystyka zależności współczynnika przyczepności od poślizgu na rys.2.



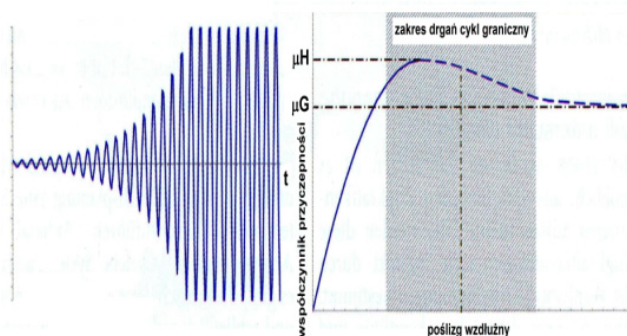
Rys.2. Zależność współczynnika przyczepności (niem. „Kraftschlussbeiwert) od poślizgu wzdłużnego (niem. „Längsschlupf”) wg [1]

Drgania skrętne powstają z tytułu spadku na charakterystyce zależności współczynnika przyczepności od poślizgu wzdłużnego. Prowadzi to do zjawiska odtłumienia (niem. „Entdämmung”) w rozpatrywanym układzie. Spadek charakterystyki odbywa się w rejonie makropoślizgu (niem. „Makroschlupf”), a jego wielkość jest zależna od warunków otoczenia (warstwa pośrednia, wilgoć). Pochylenie krzywej pojazdu wzrasta, jeśli przy dobrych/średnich warunkach przyczepności eksploatacja odbywa się w zakresie makropoślizgu, natomiast krzywa opada przy większym tłumieniu własnym systemem. Niekorzystne warunki przyczepności (małe współczynniki tarcia np. przy wilgotnej szynie) dla przenoszenia sił trakcyjnych i hamulcowych, nie są jednocześnie automatycznie krytycznymi dla procesu toczenia. O wiele bardziej muszą być badane sytuacje, przy których większy spadek charakterystyki, przedstawiającej zależność współczynnika przyczepności od poślizgu wzdłużnego. W takim przypadku eksploatacja odbywa się w zakresie makropoślizgu. Takie sytuacje powstają, kiedy przy dużej sile pociągowej moment trakcyjny nie może być więcej przenoszony na szynach i zestawy kołowe są eksploatowane w zakresie makropoślizgu. Jako bardziej krytyczne muszą być uznawane sytuacje, w których warunki przyczepności zmieniają się wraz z trasą. Przykładem tego jest zmiana warunków meteorologicznych, co jest możliwe np. przy wjeździe do tunelu. Jeśli warunki zmieniają się z wilgotnych na suche, to wówczas zestaw kołowy wchodzi przy niskich współczynnikach przyczepności w zakres makropoślizgu, co jest pokazane na rys.3.



Rys.3. Wpływ warunków tarcia koło-szyna na charakterystykę współczynnika przyczepności-poślizg wzdłużny wg [1]

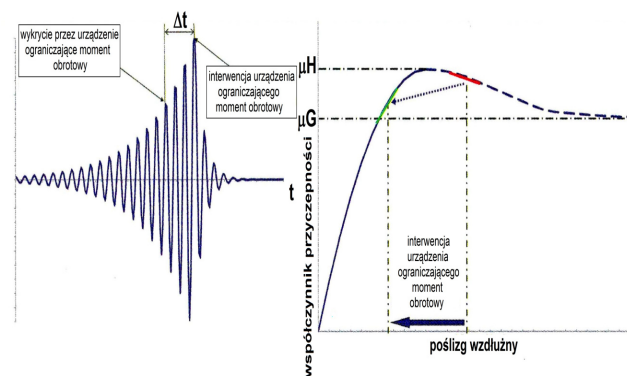
Jeśli ustala się moment skręcający w sposób eksperymentalny, należy ustalić czy pojazdy są z urządzeniami chroniącymi zestawy kołowe przed nadmiernym momentem skręcającym (niem. „Rollierschutz”) czy też nie. Przebieg drgań skręcających bez urządzenia ograniczającego wartość momentu skręcającego zestaw kołowy jest przedstawiony na rys.4.



Rys.4. Typowy przebieg drgań skręcających bez urządzenia ograniczającego przed nadmiernym momentem skręcającym, z osiągnięciem cyklu granicznego wg [1]

Jak widać z rys.4 przebieg momentu skręcającego posiada tendencję wzrastającą, a następnie osiąga stałą dużą amplitudę, która utrzymuje stałą wartość przez dalszą część przebiegu w zależności od czasu  $t$ . Jak wynika z [1] w wielu typach pojazdów można spotkać mnożące się przypadki zjawiska przekręcenia koła w stosunku do osadzenia osi (niem. „Verdrehungen”). Ponieważ nie można wykluczyć przyczyny tych zjawisk, że jest to nieprawidłowo wykonane połączenie włączane, jednym ze środków, jest pomiar obciążeń działających na zestaw kołowy. Pomiar ten pokazuje, że obciążenia skrętne pojawiające się w eksploatacji są znacznie większe, aniżeli przyjęte w trakcie projektowania zestawu kołowego.

Typowy przebieg momentu skręcającego zestawu kołowego, w którym występuje urządzenie ograniczające maksymalną wartość drgań skrętnych jest przedstawione na rys.5.



Rys.5. Typowy przebieg drgań skręcających z urządzeniem ograniczającym moment skręcający, bez osiągnięcia cyklu granicznego wg [1]

Jak widać z rys.5 amplituda drgań skrętnych ma tendencję wzrastającą w zestawie kołowym wyposażonym w urządzenie ograniczające moment skręcający ale aż do momentu, kiedy osiągnie ona wartość krytyczną. Amplituda o takiej wartości jest stopniowo tłumiona przez urządzenie, aż do całkowitego zaniku drgań.

Jeśliby uwzględnić amplitudę zastępczą, która uwzględniałaby wpływ drgań skrętnych oraz drgań giętnych, to należałoby skorzystać z zależności empirycznej:

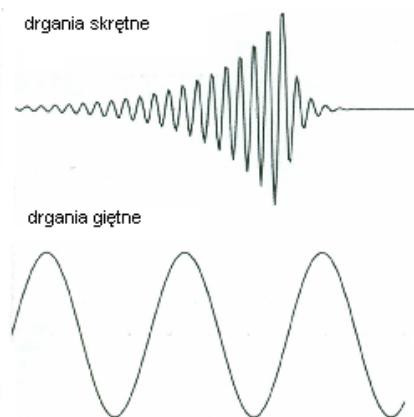


$$a_{BK} = x_m \sqrt{s_a^{x_m} + t_a^{x_m}} \quad (24)$$

gdzie:

$s_a$ - średnia amplituda obciążeń skręcających,  
 $t_a$ -średnia amplituda obciążeń zginających,  
 $x_m$ - współczynnik, który wynosi 1,5.

Jak wynika z przeprowadzonych doświadczeń eksploatacyjnych maksymalne obciążenia, działające na zestaw kołowy i wynikające z drgań giętych oraz drgań nie występują jednocześnie, co jest zilustrowane na rys.6.



Rys.6. Asynchroniczny przebieg obciążeń, wynikających z drgań skrętnych oraz drgań giętych zestawu kołowego

Wartość współczynnika  $x_m$  wg współczesnych poglądów jest założone zbyt konserwatywnie, biorąc pod uwagę specyfikę obciążeń działających na zestaw kołowy. Pomimo, że wielu fachowców uważa obecnie, że udowodnienie wytrzymałości wg metody z dużą rezerwą wytrzymałości prowadzi do zbyt konserwatywnych wyników, a w eksploatacji nie powstają uszkodzenia zmęczeniowe spowodowane obciążeniami momentem skręcającym, to należy wyjść z założenia, że w wielu przypadkach powstają problemy wykazania odpowiedniej wytrzymałości, pomimo, że nie powstają żadne problemy techniczne. Nie jest znana również obecnie metoda, która pozwala na prawidłowe oszacowanie maksymalnego momentu skręcającego lub odpowiadającego jemu obciążeniu zmęczeniowemu.

#### 4. KRYTERIA OBCIĄŻENIA POŁĄCZENIA WTLACZANEGO MOMENTEM SKRĘCAJĄCYM

Na obecnym etapie projektowania złączy wtlaczanych zestawów kołowych należy wziąć pod uwagę moment tarcia, który przeciwstawia się momentowi obrotowemu jaki wywołuje siła tarcia między kołem, a szyną przyłożona na powierzchni toczonej. Moment obrotowy siły tarcia jaki przenosi połączenie wtlaczane koło-os zestawu kołowego wyznacza się ze wzoru:

$$M_T = \pi \cdot l \cdot D \cdot p \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} = \pi \cdot l \cdot p \cdot \mu \cdot \frac{D^2}{2} \quad (25)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (25) dla osi wagonu towarowego o średnicy osadzenia 185 mm tzn.  $l=185$  mm,  $D=185$  mm,  $p_{MIN}=86,94$  MPa= $86,94 \cdot 10^6$  N/m<sup>2</sup> otrzymuje się:

$$M_T = \pi \cdot 0,185 \cdot 0,185 \cdot 86,94 \cdot 10^6 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,185^2}{2} \cdot 10^{-3} = 55,98 \text{ kNm} \quad (26)$$

Wartość momentu obrotowego  $M_O$ , które przenosi koło wyznacza się ze wzoru:

$$M_O = \mu \cdot F_T \mu_K = Q_{MAX} \cdot \frac{D_T}{2} \quad (27)$$

gdzie:

$\mu_K$ - współczynnik tarcia pomiędzy kołem i szyną,  
 $Q_{MAX}$ - maksymalny nacisk koła na szynę w kierunku pionowym,  
 $D_T$ - średnica toczenia koła.

Wstawiając dane liczbowe do wzoru (27) tzn.  $\mu_K=0,35$ ,  $Q_{MAX}=165$  kN oraz  $D_T=0,920$  mm otrzymuje się:

$$M_O = 0,35 \cdot 165 \cdot \frac{0,920}{2} = 26,56 \text{ kNm} \quad (28)$$

Wartość maksymalnego nacisku koła ustalono na podstawie analizy OR-9514 [9].

Współczynnik bezpieczeństwa  $S$  złącza wtlaczanego wyznacza się z zależności:

$$S = \frac{M_T}{M_O} \quad (29)$$

Po wstawieniu danych liczbowych tzn.  $M_T=55,98$  kNm oraz  $M_O=25,56$  kNm do wzoru (29) otrzymuje się:

$$S = \frac{55,98}{25,56} = 2,19 \quad (30)$$

W przypadku porównania sił  $Y=56$  kN oraz minimalnej siły wtlaczania  $F_{MIN}=555$  kN współczynnik bezpieczeństwa znacznie wzrasta:

$$S_1 = \frac{F_{MIN}}{Y} = \frac{555}{56} = 9,91 \quad (31)$$

Jak widać z przeprowadzonej analizy, moment obrotowy, który przenosi koła jest bardziej miarodajny dla bezpieczeństwa eksploatacyjnego złącza wtlaczanego. W przypadku sił poprzecznych złącze wtlaczane można uznać jako całkowicie bezpieczne, biorąc pod uwagę wielkość maksymalnych sił jakie pojawiają się w eksploatacji. Znacznie trudniejszym zagadnieniem technicznym jest przenoszony moment obrotowy przez koło, który musi zrównoważyć połączenie wtlaczane koło-osadzenie osi. Tutaj współczynnik bezpieczeństwa jest znacznie mniejszy i przekracza nieznacznie wartość 2.

Obliczenie momentu obrotowego przenoszonego przez koło jest obarczone pewnym uproszczeniem. Wszystkie wielkości przyjęte do jego obliczenia przyjmują jednocześnie maksymalne wartości. Takie podejście do zagadnienia można jednak wytłumaczyć

jazdą pojazdu w warunkach quasi-statycznych z małą prędkością w łuku, co sprzyjałoby występowaniu współczynnika tarcia o dużej wartości tzn. 0,35. Jeśli tak to uzyskanie wartości Q i Y odbyło się w oparciu o założenie, że na wagon działają jednocześnie przyspieszenie pionowe  $\alpha$  o wartości  $0,25g$  ( $2,45m/s^2$ ) oraz przyspieszenie poprzeczne  $\beta=0,15g=1,47 m/s^2$ . Rozstrzygnięcie problemu czy takie wartości przyspieszeń mogą się pojawić podczas jazdy quasi-statycznej wagonu, wymaga przeprowadzenia osobnej analizy, wykraczającej poza ramy tego opracowania.

Należy również pamiętać, że wytrzymałość (nośność) połączenia właczanego ulega osłabieniu podczas eksploatacji wskutek działania korozji stykowej (frettingu).

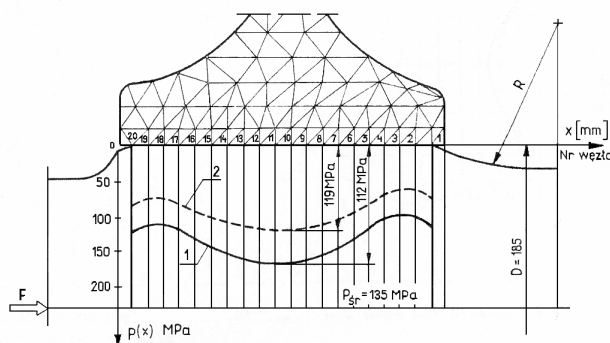
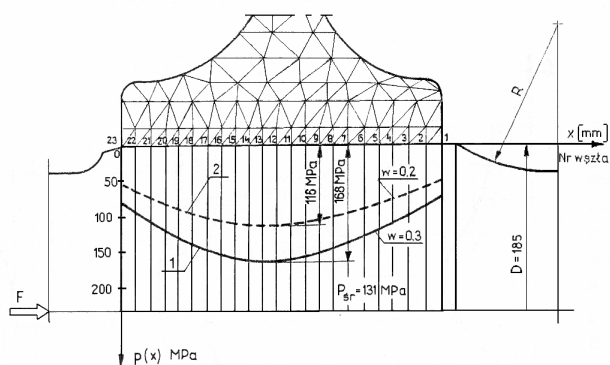
Zjawisko to jest przedstawione na rys.7, gdzie u góry znajduje się połączenie właczane bez zwisów piasty ponad osadzeniem osi) oraz na dole znajduje się połączenie właczane ze zwisami piasty ponad osadzeniem osi).

Porównując przebieg nacisków powierzchniowych dla połączenia właczanego piasty koła monoblokowego-osadzenie osi bez zwisów piasty koła w stosunku do osadzenia osi w stosunku do połączenia właczanego z piastą osi ze zwisem na rys.7 można stwierdzić, że pierwszy rodzaj połączenia jest mniej korzystny tzn. połączenie jest mniej „szczelne”. Świadczy o tym większa wartość nacisków powierzchniowych na końcach (krawędziach) połączenia właczanego (punkt 1 i 20 na rys.7) z piastą koła ze zwisami. Wówczas można wnioskować, że czynniki powodujące korozję stykową jakimi są „zanieczyszczenia” czy też czynniki atmosferyczne typu  $CO_2$ ,  $SO$ ,  $SO_2$  są mniej groźniejszym zjawiskiem. Fretting określa się również jako zjawisko oscylacyjnego ślizgania o małej amplitudzie elementów będących w styku, którego rezultatem jest uszkodzenie i zużywanie warstwy wierzchniej. Zjawisko to ma swoją przyczynę w różnicy pomiędzy sztywnością osadzenia osi oraz piasty koła.

Wystąpieniu frettingu na powierzchni osadzenia piasty koła bosego na osadzeniu osi przemawiałyby następujące czynniki:

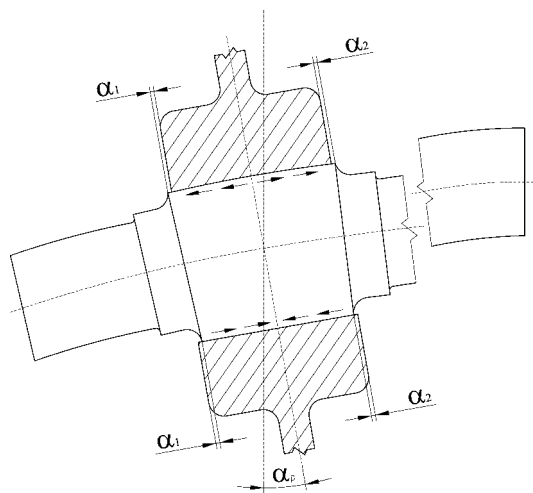
- bardzo duża gładkość łączonych powierzchni osadzenia osi oraz piasty koła (tzn.  $R_a=2,5\mu m$ ,
- stałe występowanie obciążeń cyklicznych, co powoduje „mikro-poślizgi” obydwu powierzchni łączonych,
- stałe narażenie zestawu kołowego na działanie czynników atmosferycznych, przy czym należy zaznaczyć że tlen zawarty w powietrzu jest czynnikiem bardzo sprzyjającym powstawaniu korozji stykowej (znacznie bardziej sprzyjającym niż azot).

Korozja stykowa jako efekt stałego „rozszczelnienia” połączenia właczanego. Zjawisku „frettingu” (korozji stykowej) trudno jest zapobiec, a można jedynie łagodzić jedynie jego skutki. Najważniejszym czynnikiem sprzyjającym powstania korozji stykowej jest ruch oscylacyjny (max.  $130\mu m$ ), który jest pokazany na



Rys.7. Zjawisko rozkładu naprężeń pomiędzy piastą koła oraz osadzeniem osi zestawu kołowego

rys.8. Jak wynika z hipotezy Waterhausena zużycie frettingowe osiąga maksymalną wartość wtedy, gdy ruchy oscylacyjne w kierunku wzdłużnym osiągną amplitudę o wartości mniejszej lub równej  $25\mu m$



## 5. WNIOSKI

1. Metodyka projektowania osi zestawów kołowych pojazdów tocznych oraz trakcyjnych, przedstawiona odpowiednio w PN-EN 13103+A2:2012 [14] oraz PN-EN 13104+A2:2013 [15] podlega ciągłemu rozwojowi. Rozwój ten jest uwarunkowany zwiększeniem prędkości, co wymusza w przypadku budowy i modernizacji zmusza zarządcę infrastruktury do stosowania większych przechyłek na łukach toru oraz większych niezrównoważonych przyspieszeń.

2. Zagadnienie drgań giętnych i skrętnych obciążających zestaw kołowy wymaga dalszych prac, zwłaszcza w zakresie empirycznym. Pozwoli to na bardziej dokładną ocenę, jaki jest wpływ ww. drgań na wytrzymałość statyczną oraz zmęczeniową połączenia właczanego. Po zbadaniu empirycznym parametrów drgań, można przystąpić do tworzenia modeli fizycznych oraz matematycznych oraz programów symulacyjnych.
3. W związku z pojawiającymi się dodatkowymi zagadnieniami technicznymi, które wskazują na zwiększenie wyężenia złącza właczanego konieczne jest zapewnienie właściwej jakości wykonania połączeń włączanych. Kontrola jakości producenta powinna zwrócić szczególną uwagę na ten fragment zestawu kołowego. Ważna jest też obserwacja połączenia właczanego koło-oś zestawu kołowego podczas przejazdów i napraw pojazdów.

## 6. LITERATURA

- [1] Benker T., Weber T.: *Torsionsschwingungen von Radsätzen – eine Herausforderung. Eisenbahningenieur* 4/2015.
- [2] Berger P., Minde F.: *Die Besonderheit der Kraftschlussausnutzung zwischen Rad und Schiene beim Bremsen. ZEV rail. Sonderheft Tagungsband. Moderne Schienenfahrzeuge. 41 Tagung. Technische Universität Graz 7 do 10 April 2013.*
- [3] Köhler G., Weber F.J.: *Die Sicherheitsphilosophie bei der Konstruktion, der Produktion und dem Betrieb von Eisenbahnradständen. ZEV rail 135. Tagungsband SFT Graz 2011.*
- [4] Sobaś M.: *Diagnostyka osi zestawów kołowych układów biegowych pojazdów trakcyjnych i tocznych. Pojazdy Szynowe nr 4/2010*
- [5] Sobaś M.: *Zabiegi technologiczne zwiększające żywotność osi zestawów kołowych. Pojazdy Szynowe nr 1/2011*
- [6] Sobaś M.: *Przedsięwzięcia zwiększające prognozowaną żywotność osi zestawów kołowych pojazdów trakcyjnych. Pojazdy Szynowe nr 4/2011*
- [7] Sobaś M.: *Czynniki konstrukcyjne i technologiczne wpływające na żywotność osi zestawów kołowych. Pojazdy Szynowe nr 3/2012*
- [8] Sobaś M.: *Przyczyny pęknięcia osi napędnych oraz tocznych pojazdów w eksploatacji. Pojazdy Szynowe nr 1/2013.*
- [9] Sobaś M.: *Ekspertyza przyczyn pęknięcia osi zestawu kołowego o nr 018457339 w wagonie towarowym węglarce typu EANOS nr 31515350855-3. OR-9514 Praca niepublikowana, przechowywana w archiwum IPS „Tabor”.03.2009.*
- [10] Weber F.J.: *Auf der Suche nach dem maximalen Radsatzwellen-Torsionsmoment. ZEV Rail Tagungsband Graz 2014.*
- [11] Karta UIC 510-2: *Pojazdy doczepne. Warunki do stosowania kół o różnych średnicach w układach biegowych różnego typu. 4-te wydanie z października 2002 oraz kwietnia 2004.*
- [12] Karta UIC 510-5: *Dopuszczenie kół monoblokowych- zastosowany dokument EN 13979-1.*
- [13] Karta UIC 813: *Warunki techniczne na dostawę zestawów kołowych dla taboru trakcyjnego i wagonów. Tolerancje i montaż.*
- [14] PN-EN 13103+A2:2012: *Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Osie zestawów kołowych tocznych. Zasady konstrukcji.*
- [15] PN-EN 13104+A2:2013: *Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Osie zestawów kołowych napędnych. Zasady konstrukcji.*
- [16] PN-EN 13260+A1: 2011: *Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Wymagania dotyczące wyrobu.*
- [17] PN-EN 13715+A1:2011: *Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Koła. Zewnętrzne zarysy wieńców kół.*
- [18] PN-EN 13979-1+A2:2011: *Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Koła monoblokowe. Procedura dopuszczenia. Część 1: Koła kute i walcowane.*
- [19] PN-EN 15313:2010: *Kolejnictwo. Wymagania eksploatacyjne dotyczące obsługi zestawów kołowych. Utrzymanie zestawów kołowych pojazdów w eksploatacji i wyłączonych z eksploatacji*
- [20] ISO:286:1998: *System ISO dla tolerancji i pasowań część 1: Podstawy tolerancji, wymiarów i pasowań. 1998.*