

## Problematyka usprężynowania wózków wagonów towarowych typu Y25

*W artykule przedstawiono problematykę usprężynowania pierwszego stopnia wózków Y25. Przedstawiono obliczenia wytrzymałościowe pod obciążeniami statycznymi oraz zmęczeniowymi, środki konstrukcyjne i technologiczne zwiększające wytrzymałość zmęczeniową sprężyn śrubowych. Zwrócono uwagę na standardowy charakter wykonywanych sprężyn.*

### 1. WSTĘP

Wózki Y25 można podzielić pod względem nośności na trzy grupy: wózki Y25C przystosowane do nacisku zestawu kołowego na tor, wynoszącego 20 ton, wózki Y25L przystosowane do nacisku zestawu kołowego na tor 22,5 t oraz Y25XL, przystosowane do nacisku zestawu kołowego na tor 25 ton. Wózki typu Y25Cs oraz Y25L stanowią największą liczbę, eksploatowanych wózków w Europie, natomiast wózki typu Y25XL stanowią wartość marginalną z uwagi na brak linii kolejowych klasy E, przystosowanych do zwiększonego nacisku. W tym ostatnim przypadku prędkość wagonu jest ograniczona do 100 km/h. Wymiary sprężyn zawieszenia pierwszego stopnia wózków standardowych typu Y25C oraz Y25L są przedstawione w karcie UIC 517 [1]. Istotną cechą wagonów towarowych jest bardzo duża różnica masy własnej w stanie próżnym i ładownym. Przyjmując ekwiwalentną masę własną w stanie próżnym, wynoszącą 20 000 kg oraz maksymalną masę brutto dla wagonów na wózkach Y25C równą 80 000 kg, stosunek mas obydwu stanów wynosi 1:4, natomiast w przypadku wagonów Y25L – 90 000 kg, stosunek mas obydwu stanów wynosi 1:4,5 oraz w przypadku wagonów Y25XL – 100 000 kg stosunek mas obydwu stanów wynosi 1:5. W przypadku pojazdów trakcyjnych np. lokomotyw masa w stanie służbowym, która odpowiada eksploatacji jest bazą do obliczeń wytrzymałościowych poszczególnych elementów nośnych. Wózki typu Y25C oraz Y25L wraz z odmianami są przedmiotem standaryzacji, która została rozpoczęta w 1967 roku wraz z raportem ORE/ERRI B12/Rp14/D [12], przygotowanym przez ORE/ERRI pod auspicjami UIC i tak:

- wózki standardowe z zawieszeniem Y25 są wymienione w karcie UIC 500 [3] oraz w karcie UIC 432 [2];
- poszczególne podzespoły muszą spełniać warunki zamienności, które są sformułowane w karcie UIC 510-1[4] oraz ogólnie w raporcie ORE/ERRI B12/Rp.17 [13];

- parametry sprężyn śrubowych są zamieszczone w karcie UIC 517;
- wózki Y25 są dopuszczone do ruchu międzynarodowego, co potwierdzają przepisy TSI [15].

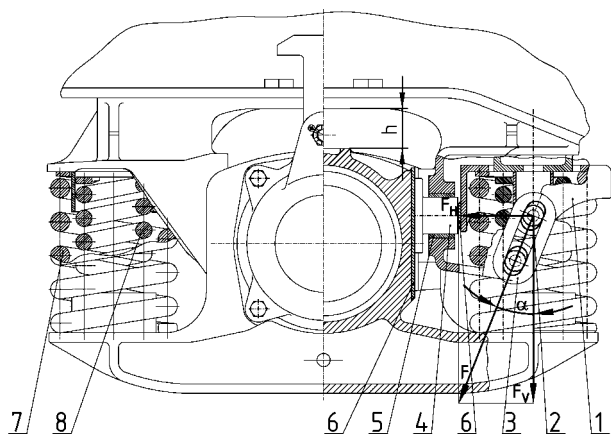
Usprężynowanie wózków Y25C, Y25L oraz Y25XL ma zadanie przenieść siły pionowe, poprzeczne, wzdłużne i ich momenty wynikające z eksploatacji, zapewnić komfort jazdy i bezpieczne oddziaływanie na tor, przewidziane przez przepisy karty UIC 518 [6] i PN-EN 14363:2007 [11] oraz bezpieczeństwo przejazdu wagonu przez tory wichrowate, przy małej prędkości jazdy zgodnie z raportem ORE/ERRI B55Rp.8 [14] w stanie próżnym wagonu oraz we wszystkich pozostałych stanach załadowania wagonu. Z punktu widzenia bezpieczeństwa przejazdu wagonu na wózkach rodziny Y25C, Y25L oraz Y25XL najbardziej „efektywnym” rozwiązaniem jest progresywna charakterystyka usprężynowania, gwarantująca możliwie jak najmniejszy wskaźnik wykołowania. Tak więc dobór usprężynowania do wózków wagonów towarowych jest wynikiem kompromisu, wynikającym z różnych, przeciwstawnych wymagań.

### 2. Obliczenia statyczne i zmęczeniowe sprężyn wózków Y25L

#### 2.1. Model przyjęty do obliczeń

Na rys.1 przedstawiono układ zawieszenia I-go stopnia wózków Y25L (Y25C), który przyjęto do obliczeń wytrzymałościowych. Wózki Y25L (Y25C) posiadają komplet sprężyn zewnętrznej oraz wewnętrznej (poz.7 i poz.8) po lewej i prawej stronie maźnicy oraz są wyposażone w tłumik cierny. Tłumik cierny składa się z korpusu dociskacza (poz.1), który jest połączony z ramą (korpusem prowadnicy) za pomocą ogniwa (poz.3). Dzięki połączeniu pod kątem korpus dociskacza naciska na grzybek cierny (poz.4) siłą będącą składową z nacisku sprężyny zewnętrznej.

Grzybek cierny naciska siłą prostopadłą na korpus maźnicy. Podczas ruchu pionowego ramy, grzybek cierny wytwarza siłę tarcia. Aby zwiększyć żywotność tłumika ciernego do korpusu maźnicy są przyspawane płytki wykonane ze stali kategorii „E” wg karty UIC 893 [8].



**Legenda:**

1-korpus dociskacza, 2-czopiki, 3-ogniwa, 4-grzybek cierny, 5-tulejka, 6-płyta cierna, 7-sprężyna zewnętrzna, 8-sprężyna wewnętrzna,  $F, F_V, F_H$ - siła wypadkowa, siła pionowa, siła pozioma,  $\alpha$ - kąt pochylenia ogniwa,  $h$ - odległość do odbijaka

Rys.1.Usprężynowanie wózka Y25L(Y25C)

**2.2. Parametry sprężyny zewnętrznej oraz wewnętrznej dla wózków rodziny Y25C oraz Y25L**

Parametry sprężyn pryzmatycznych wózków typu Y25C  
Tabela 1

L. p.	charakterystyka	oznaczenie	jednostka	sprężyna zewnętrzna	sprężyna wewnętrzna
1.	Średnica drutu	$d_1, d_2$	mm	30	24
2.	Średnica średnia	$D_1, D_2$	mm	162	90
3.	Całkowita ilość zwojów	$z$	-	6,1	7,5
4.	Ilość zwojów czynnych	$z_c$	-	4,6	6
5.	Wysokość w stanie swobodnym	$H_0$	mm	264	234±2
6.	Wysokość pod obciążeniem 880 daN <sup>1)</sup>	$H_1$	mm	242 <sup>+1</sup> <sub>-3</sub>	-
7.	Sztywność sprężyny	$k_1, k_2$	daN/m	40,64	74,42
8.	Miękkość sprężyny	$c_1, c_2$	mm/kN	2,46	1,34
9.	Kierunek nawinięcia zwojów	-	-	prawy	lewy

Parametry sprężyn pryzmatycznych wózków typu Y25L  
Tabela 2

L. p.	charakterystyka	oznaczenie	jednostka	sprężyna zewnętrzna	sprężyna wewnętrzna
1.	Średnica drutu	$d_1, d_2$	mm	31	24,5
2.	Średnica średnia	$D_1, D_2$	mm	163	90
3.	Całkowita ilość zwojów	$z$	-	5,7	7,4
4.	Ilość zwojów czynnych	$z_c$	-	4,2	5,9
5.	Wysokość w stanie swobodnym	$H_0$	mm	260	234±2
6.	Wysokość pod obciążeniem 880 daN <sup>1)</sup>	$H_1$	mm	242 <sup>+1</sup> <sub>-3</sub>	-
7.	Sztywność sprężyny	$k_1, k_2$	daN/m	49,80	82,17
8.	Miękkość sprężyny	$c_1, c_2$	mm/kN	2,00	1,21
9.	Kierunek nawinięcia zwojów	-	-	lewy	prawy

**2.3. Sztywności sprężyny zewnętrznej oraz wewnętrznej**

Obliczenia wytrzymałościowe sprężyn przeprowadzono w stanie próżnym oraz ładownym. Sztywność sprężyny zewnętrznej ustalono ze wzoru:

$$k_1 = \frac{G \cdot d_1^4}{8 \cdot z_{c1} \cdot D_1^3} \quad (1)$$

gdzie:

- $k_1$ - sztywność sprężyny zewnętrznej
- $G$ - moduł Kirchoffa (moduł na ścinanie)
- $d_1$ -średnica pręta
- $z_{c1}$ -ilość zwojów czynnych
- $D_1$ - średnica podziałowa sprężyny zewnętrznej

Po wstawieniu danych liczbowych  $G=7848$  daN/mm<sup>2</sup>,  $d_1=31$  mm,  $z_{c1}=4,2$ ,  $D_1=163$  mm do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_1 = \frac{7848 \cdot 31^4}{8 \cdot 4,2 \cdot 163^3} = 49,80 \text{ daN/mm}$$

Sztywność sprężyny wewnętrznej ustalono ze wzoru:

$$k_2 = \frac{G \cdot d_2^4}{8 \cdot z_{c2} \cdot D_2^3} \quad (2)$$

- $k_2$ - sztywność sprężyny wewnętrznej
- $d_2$ -średnica pręta
- $z_{c2}$ - ilość zwojów czynnych sprężyny wewnętrznej
- $D_2$ - średnica podziałowa sprężyny wewnętrznej

Po wstawieniu danych liczbowych  $G=7848$  daN/mm<sup>2</sup>,  $d_2=24,5$  mm,  $z_{c2}=5,9$ ,  $D_2=90$  mm do wzoru (2) otrzymuje się:

$$k_1 = \frac{7848 \cdot 24,5^4}{8 \cdot 5,9 \cdot 90^3} = 82,17 \text{ daN/mm}$$

## 2.4. Uzasadnienie wzorów na wyznaczenie naprężeń

W obliczeniach wytrzymałościowych sprężynę śrubową otrzymuje się przez nawinięcie pręta pryzmatycznego na walec (rys.2). Jeśli sprężyna śrubowa jest ściskana siłami P leżącymi na osi walca, to w każdym poprzecznym przekroju pręta siły wewnętrzne spowodują się do działania:

- siły podłużnej  $N=P \cdot \sin \alpha$
- siły poprzecznej  $T=P \cdot \cos \alpha$
- momentu skręcającego  $M_s=0,5 \cdot P \cdot D \cdot \cos \alpha$
- momentu zginającego  $M_{zg}=0,5 \cdot P \cdot D \cdot \sin \alpha$

Przy małym kącie  $\alpha$  ( $\alpha < 14^\circ$ ) wpływ siły podłużnej N i momentu skręcającego  $M_{ZG}$  można pominąć, a ze względu na mały wpływ siły poprzecznej T w porównaniu do momentu skręcającego  $M_s$ , można pominąć również i tę siłę, ograniczając się do działania momentu skręcającego.

Przyjmując, że  $\sin \alpha \approx 0$  oraz  $\cos \alpha \approx 1$  otrzymuje się wzór uproszczony:

$$\tau = \frac{M_s}{W_0} = \frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad (3)$$

W rzeczywistości naprężenia po stronie wewnętrznej są większe aniżeli po stronie zewnętrznej sprężyny, co uwzględnia współczynnik Wahla, który określa się z zależności:

$$w = 1 + \frac{5}{4} \cdot \left(\frac{d}{D}\right) + \frac{7}{8} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 + \left(\frac{d}{D}\right)^3 \quad (4)$$

Wzór na naprężenia ściskające w sprężynie naciskowej wyznacza się ze wzoru:

$$\tau = \frac{M_s}{W_0} = \frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot \left[ 1 + \frac{5}{4} \left(\frac{d}{D}\right) + \frac{7}{8} \left(\frac{d}{D}\right)^2 + \left(\frac{d}{D}\right)^3 \right] \quad (5)$$

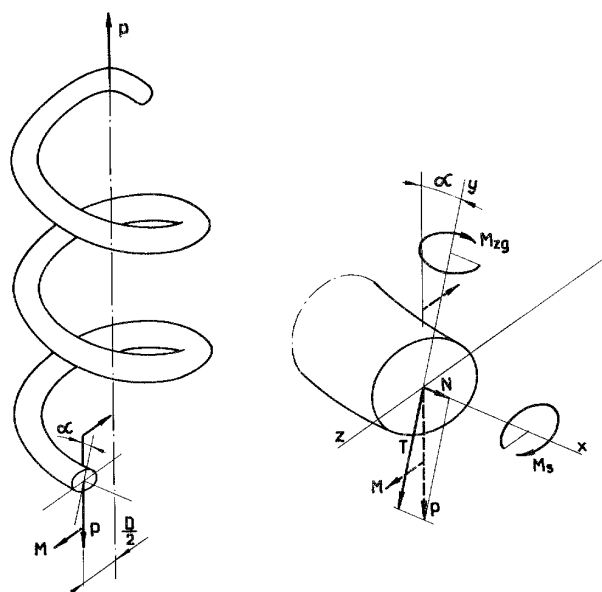
Jeśli przyjęto masę ekwiwalentną wagonu towarowego  $m = 20\,000 \text{ kg}$ , to wówczas siła przypadająca na jedną sprężynę można wyliczyć z wzoru:

## 2.5. Obliczenia sił, ugięć, wysokości oraz naprężeń dla sprężyny zewnętrznej

$$F_{\text{PRÓZNY}} = \frac{1}{16} [m_{\text{EKW}} \cdot g - 4 \cdot m_{\text{ZK}} \cdot g - 16(m_{\text{SPRZ}} + m_{\text{SPRW}}) \cdot g] \quad (6)$$

gdzie:

- $m_{\text{EKW}}$  - masa ekwiwalentna wynosząca 20 000 kg
- $g$  - przyspieszenie ziemskie wynoszące 9,81 m/s<sup>2</sup>
- $m_{\text{ZK}}$  - masa ośmiocianowego zestawu kołowego, wynosząca 1310 kg
- $m_{\text{SPRZ}}$  - masa sprężyny zewnętrznej
- $m_{\text{SPRW}}$  - masa sprężyny wewnętrznej



Rys.2. Rozkład sił działających na sprężynę śrubową

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (6) otrzymuje się:

$$F_{\text{PRÓZNY}} = \frac{1}{16} [20000 \cdot 9,81 - 4 \cdot 1310 \cdot 9,81 - 16 \cdot (17,4 + 7,8) \cdot 9,81] \cdot 10^{-1} = 880 \text{ daN} \quad (7)$$

Siła  $F_{\text{PRÓZNY}}$  wywołuje naprężenia tnące w sprężynie zewnętrznej:

$$\tau_{1z} = \frac{8 \cdot 880 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} = 12,26 \text{ daN/mm}^2 \quad (8)$$

Współczynnik Wahla dla sprężyny zewnętrznej określono ze wzoru (5) wstawiając odpowiednio  $d=31 \text{ mm}$  oraz  $D=163 \text{ mm}$ :

$$w = 1 + \frac{5}{4} \cdot \left( \frac{31}{163} \right) + \frac{7}{8} \cdot \left( \frac{31}{163} \right)^2 + \left( \frac{31}{163} \right)^3 = 1,2761 \quad (9)$$

Naprężenia tnące w sprężynie zewnętrznej z uwzględnieniem współczynnika Wahla wynoszą:

$$\tau_{1ZW} = 12,26 \cdot 1,2761 = 15,64 \text{ daN/mm}^2 \quad (10)$$

Pionowa strzałka ugięcia sprężyny zewnętrznej wynosi:

$$f_{ZPR} = \frac{F_{ZPR}}{k_1} \quad (11)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $F_{ZPR} = 880 \text{ daN}$  oraz  $k_1 = 49,90 \text{ daN/mm}$  otrzymuje się:

$$f_{ZPR} = \frac{880}{49,80} = 17,67 \text{ mm} \quad (12)$$

Wysokość sprężyny zewnętrznej w stanie próżnym wynosi odpowiednio:

$$H_{ZPR} = H_0 - f_{ZPR} \quad (13)$$

Po wstawieniu danych liczbowych otrzymuje się:

$$H_{ZPR} = 260 - 17,67 = 242,33 \text{ mm} \approx 242 \text{ mm} \quad (14)$$

Różnica pomiędzy wysokością sprężyny zewnętrznej i sprężyną wewnętrzną wynosi:

$$\Delta f = H_{ZPR} - H_{OW} \quad (15)$$

Po wstawieniu danych liczbowych tzn.  $H_{ZPR} = 242 \text{ mm}$  oraz  $H_{OW} = 234 \text{ mm}$  otrzymuje się:

$$\Delta f = 242 - 234 = 8 \text{ mm} \quad (16)$$

Siła działająca na sprężynę w stanie ładownym wynosi:

$$F_{2Z} = m_{BRUTTO} \cdot g - m_{EKW} \cdot g - 16 \cdot k_1 \cdot \Delta f \quad (17)$$

Ugięcie sprężyny zewnętrznej wynosi:

$$f_2 = \frac{m_{BRUTTO} \cdot g - m_{EKW} \cdot g - 16 \cdot k_1 \cdot \Delta f}{16(k_1 + k_2)} \quad (18)$$

Po wstawieniu danych liczbowych tzn.  $m_{BRUTTO} = 90\,000 \text{ kg}$ ,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ,  $m_{EKW} = 20\,000 \text{ kg}$ ,  $k_1 = 49,80 \text{ daN/mm}$ ,  $k_2 = 82,17 \text{ daN/mm}$  oraz  $\Delta f = 8 \text{ mm}$ :

$$f_2 = \frac{90000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-1} - 20000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-1} - 16 \cdot 49,80 \cdot 8}{16(49,80 + 82,17)} = 29,50 \text{ mm} \quad (19)$$

Całkowite ugięcie sprężyny zewnętrznej wynosi:

$$f_{2Z} = f_{ZPR} + \Delta f + f_2 \quad (20)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $f_{ZPR} = 17,67 \text{ mm}$ ,  $\Delta f = 8 \text{ mm}$  i  $f_2 = 29,50 \text{ mm}$  otrzymuje się:

$$f_{2Z} = 17,67 + 8 + 29,50 = 55,17 \text{ mm}$$

Siła w sprężynie zewnętrznej w stanie ładownym wynosi:

$$P_{2Z} = 880 + \Delta f \cdot k_1 + f_2 \cdot k_1 \quad (21)$$

Po wstawieniu danych liczbowych tzn.  $\Delta f = 8 \text{ mm}$ ,  $k_1 = 49,80 \text{ daN/mm}$  oraz  $f_2 = 29,50 \text{ mm}$  do wzoru (21) otrzymuje się:

$$P_{2Z} = 880 + 8 \cdot 49,80 + 29,50 \cdot 49,80 = 2747,5 \text{ daN} \quad (22)$$

## 2.6. Obliczenia sił, ugięć, wysokości oraz naprężeń dla sprężyny zewnętrznej

Siła w sprężynie wewnętrznej w stanie ładowym wynosi:

$$P_{2W} = k_2 \cdot f_2 \quad (23)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $k_2=82,17$  daN/mm oraz  $f_2=29,50$  mm otrzymuje się:

$$P_{2W} = 82,17 \cdot 29,50 = 2424,015 \approx 2424 \text{ daN} \quad (24)$$

Wysokość sprężyny zewnętrznej w stanie ładowym wynosi:

$$H_{2Z}=H_0-f_{ZPR}-\Delta f-f_2 \quad (25)$$

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (25) otrzymuje się:

$$H_{2Z}=260-17,67-8-29,50=204,83 \text{ mm} \approx 204,5 \text{ mm} \quad (26)$$

Wysokość sprężyny wewnętrznej w stanie ładowym:

$$H_{2W}=H_0-f_2 \quad (27)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $H_0=234$  mm oraz  $f_2=29,50$  mm otrzymuje się:

$$H_{2W}=234-29,50=204,5 \text{ mm} \quad (28)$$

Siła w sprężynie zewnętrznej po wyczerpaniu luzu pionowego (osiągnięciu odbijaka) wynosi:

$$P_{3Z} = F_{PRÓZNY} + k_1 \cdot 60 = 3868 \text{ daN} \quad (29)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $F_{PRÓZNY}=880$  daN oraz  $k_1=49,80$  daN/mm do wzoru (29) otrzymuje się:

$$P_{3Z} = 880 + 49,80 \cdot 60 = 3868 \text{ daN} \quad (30)$$

Siła w sprężynie wewnętrznej przy dojściu do odbijaka:

$$F_{3W} = k_2 \cdot (60 - \Delta f) \quad (31)$$

Po wstawieniu danych liczbowych tzn.  $k_2=82,17$  daN/mm oraz  $\Delta f=8$  mm do wzoru (31) otrzymuje się:

$$P_{3W} = 82,17 \cdot (60 - 8) = 4274,84 \approx 4273 \text{ daN} \quad (32)$$

Łączna siła przypadająca na usprężynowanie wózka wynosi ( przy wyczerpaniu luzu między sprężyną zewnętrzną i sprężyną wewnętrzną):

$$F_{ŁACZNA}=8k_1 \cdot f_{ZPRÓZNY}+8 \cdot k_1 \cdot \Delta f \quad (33)$$

Po wstawieniu danych liczbowych tzn.  $k_1=49,80$  daN/mm,  $f_{ZPRÓZNY}=17,67$  mm oraz  $\Delta f=8$  mm otrzymuje się:

$$F_{ŁACZNA}=8 \cdot 49,80 \cdot 17,67 + 8 \cdot 49,80 \cdot 8 = 10226,92 \text{ daN} \quad (34)$$

Jeśli uwzględnić masę omażnicowanych zestawów kołowych  $2m_{ZK} = 2 \cdot 1362 \text{ kg} = 2724 \text{ kg}$ , co odpowiada sile ciężkości  $F_{ZK} = 2 \cdot 1362 \cdot 9,81 \cdot 10^{-1} = 2 \cdot 1285,11 = 2672,24 \text{ daN}$  oraz masę sprężyn zewnętrznych i wewnętrznych  $8 \cdot (17,4 + 7,8) = 201,6 \text{ kg}$ , co odpowiada sile ciężkości  $F_U = 201,6 \cdot 9,81 \cdot 10^{-1} = 197,76 \text{ daN}$ , to łączna siła wywierana przez wózek na szyny przy „włączeniu się sprężyn wewnętrznych” wynosi:

$$Q_{PROGRESJI} = 10226,92 + 2672,24 + 197,76 = 13096,92 \text{ daN} \quad (35)$$

Siła nacisku na szyny w punkcie progresji wynosi więc 13,3 t.

Naprężenia w sprężynie zewnętrznej w stanie ładowym wynoszą:

$$\tau_{2Z} = \frac{8 \cdot P_{2Z} \cdot D_1}{\pi \cdot d_1^3} \left[ 1 + \frac{5}{4} \left( \frac{d_1}{D_1} \right) + \frac{7}{8} \cdot \left( \frac{d_1}{D_1} \right)^2 + \left( \frac{d_1}{D_1} \right)^3 \right] \quad (36)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $P_{2Z}=2747,5$  daN,  $D_1=163$  mm,  $d_1=31$  mm oraz  $w=1,2761$  do wzoru (36) otrzymuje się:

$$\tau_{2ZW} = \frac{8 \cdot 2747,5 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} \cdot 1,2761 = 48,85 \text{ daN/mm}^2 \quad (37)$$

Naprężenia bez uwzględnienia współczynnika Wahla wynoszą:

$$\tau_{2Z} = \frac{8 \cdot P_{2Z} \cdot D_1}{\pi \cdot d_1^3} \quad (38)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $P_{2Z}=2747,5$  daN,  $D_1=163$  mm,  $d_1=31$  mm do wzoru (38) otrzymuje się:

$$\tau_{2Z} = \frac{8 \cdot 2747,5 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} = 38,28 \text{ daN/mm}^2 \quad (39)$$

Naprężenia w sprężynie zewnętrznej w stanie wyczerpania luzu do odbijaka:

$$\tau_{3Z} = \frac{8 \cdot P_{3Z} \cdot D_1}{\pi \cdot d_1^3} \left[ 1 + \frac{5}{4} \left( \frac{d_1}{D_1} \right) + \frac{7}{8} \cdot \left( \frac{d_1}{D_1} \right)^2 + \left( \frac{d_1}{D_1} \right)^3 \right] \quad (40)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $P_{3Z}=3868$  daN,  $D_1=163$  mm,  $d_1=31$  mm oraz  $w=1,2761$  do wzoru (36) otrzymuje się:

$$\tau_{3ZW} = \frac{8 \cdot 3868 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} \cdot 1,2761 = 68,77 \text{ daN/mm}^2 \quad (41)$$

Naprężenia bez uwzględnienia współczynnika Wahla wynoszą:

$$\tau_{3Z} = \frac{8 \cdot P_{3Z} \cdot D_1}{\pi \cdot d_1^3} \quad (42)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $P_{2Z}=3868$  daN,  $D_1=163$  mm,  $d_1=31$  mm do wzoru (42) otrzymuje się:

$$\tau_{2Z} = \frac{8 \cdot 3868 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} = 53,89 \text{ daN/mm}^2 \quad (43)$$

## 2.7. Obliczenia zmęczeniowe (naprężeń) dla sprężyny zewnętrznej

Amplituda zmęczeniowa wynosi:

$$\Delta f_Z = \frac{0,3 \cdot [m_{BRUTTO} \cdot g - (m_{EKW} \cdot g - 16 \cdot 880)]}{16 \cdot (k_1 + k_2)} \quad (44)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $m_{BRUTTO}=90000$  kg,  $g=9,81$  m/s<sup>2</sup>,  $m_{EKW}=20000$ ,  $k_1=49,80$  daN/mm oraz  $k_2=82,17$  daN/mm otrzymuje się:

$$\Delta f_Z = \frac{0,3 \cdot [90000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-1} - (20000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-1} - 16 \cdot 880)]}{16 \cdot (49,80 + 82,17)} = 11,756 \approx 11,7 \text{ mm} \quad (45)$$

Amplituda siłowa wynosi:

$$\Delta P_{2Z} = k_1 \cdot \Delta f_Z \quad (46)$$

Po wstawieniu danych liczbowych  $k_1=49,80$  daN/mm oraz  $\Delta f=11,7$  mm do wzoru (46) otrzymuje się:

$$\Delta P_{2Z}=49,80 \cdot 11,7=582,66 \text{ daN} \quad (47)$$

$$\Delta f = \frac{0,3 \cdot (P_{2Z} + P_{2W})}{k_1 + k_2} \quad (48)$$

Po wstawieniu danych liczbowych tzn.  $P_{2Z} = 2747,5$  daN,  $P_{2W} = 2424$  daN,  $k_1 = 49,80$  daN/mm oraz  $k_2 = 82,17$  daN/mm do zależności (48) otrzymuje się:

$$\Delta f_z = \frac{0,3 \cdot (2747,5 + 2424)}{49,80 + 82,17} = 11,7 \text{ mm} \quad (49)$$

Naprężeniowa amplituda zmęczeniowa, przenoszona przez sprężynę zewnętrzną wynosi:

$$\Delta \tau_{2ZW} = \frac{8 \cdot \Delta P_{2W} \cdot D_1 \cdot w}{\pi \cdot d_1^3} \quad (50)$$

Po wstawieniu danych liczbowych tzn.  $\Delta P_{2Z} = 582,66$  daN,  $D_1 = 163$  mm,  $d_1 = 31$  mm oraz  $w = 1,2761$  do wzoru (50) otrzymuje się:

$$\Delta \tau_{2ZW} = \frac{8 \cdot 582,66 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} \cdot 1,2761 = 10,40 \text{ daN/mm}^2 \quad (51)$$

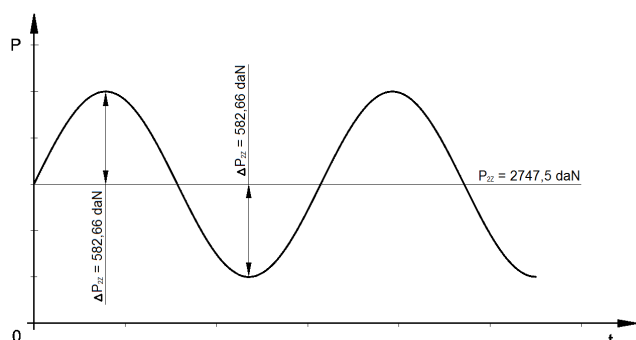
Naprężeniowa amplituda zmęczeniowa, przenoszona przez sprężynę zewnętrzną bez uwzględniania współczynnika Wahla wynosi:

$$\Delta \tau_{2Z} = \frac{8 \cdot \Delta P_{2Z} \cdot D_1}{\pi \cdot d_1^3} \quad (52)$$

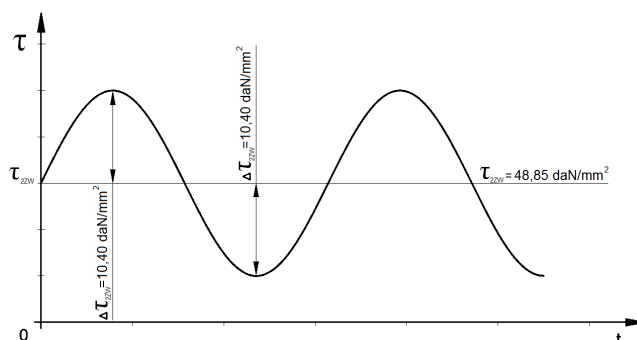
Po wstawieniu danych liczbowych tzn.  $\Delta P_{3ZW} = 582,66$  daN,  $D_1 = 163$  mm,  $d_1 = 31$  mm otrzymuje się:

$$\Delta \tau_{2Z} = \frac{8 \cdot 582,66 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} = 8,11 \text{ daN/mm}^2 \quad (53)$$

Sprężyna zewnętrzna pracuje zmęczeniowo, pod wpływem sił dynamicznych, co jest zilustrowane na rys.2.



Rys.2. Praca dynamiczna sprężyny zewnętrznej na wykresie siła-czas



Rys.3. Praca dynamiczna sprężyny zewnętrznej na wykresie ilustrującym przebieg naprężenia w funkcji czasu

Praca dynamiczna sprężyny zewnętrznej pod wpływem sił dynamicznych w ujęciu naprężenie-czas jest przedstawiona na rys.3.

## 2.8. Obliczenia zmęczeniowe (naprężeń) dla sprężyny wewnętrznej

Naprężenia w sprężynie wewnętrznej w poszczególnych stanach pracy są przedstawione poniżej. Naprężenia w stanie próżnym wynoszą odpowiednio:

$$\tau_{w1} = 0 \quad (54)$$

Naprężenia w stanie próżnym z uwzględnieniem współczynnika Wahla:

$$\tau_{w1W} = 0 \quad (55)$$

Naprężenia w sprężynie wewnętrznej bez uwzględnienia współczynnika Wahla:

$$\tau_{2W} = \frac{8 \cdot P_{2W} \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \quad (56)$$

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (56)  $P_{2W} = 2424$  daN,  $D_2 = 90$  mm,  $d_2 = 24,5$  mm otrzymuje się:



$$\tau_{2w} = \frac{8 \cdot 2424 \cdot 90}{\pi \cdot 24,5^3} = 37,77 \text{ daN/mm}^2 \quad (57)$$

Naprężenia w sprężynie wewnętrznej z uwzględnieniem współczynnika Wahla:

$$\tau_{2ww} = \frac{8 \cdot P_{2w} \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \cdot w \quad (58)$$

Współczynnik Wahla dla sprężyny wewnętrznej wynosi:

$$w = 1 + \frac{5}{4} \left( \frac{d_2}{D_2} \right) + \frac{7}{8} \cdot \left( \frac{d_2}{D_2} \right)^2 + \left( \frac{d_2}{D_2} \right)^3 \quad (59)$$

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (59)  $d_2=24,5$  mm oraz  $D_2=90$  mm otrzymuje się:

$$w = 1 + \frac{5}{4} \left( \frac{24,5}{90} \right) + \frac{7}{8} \cdot \left( \frac{24,5}{90} \right)^2 + \left( \frac{24,5}{90} \right)^3 = 1,4251 \quad (60)$$

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (58)  $P_{2w}=2424$  daN,  $D_2=90$  mm,  $d_2=24,5$  mm oraz  $w=1,4251$  otrzymuje się:

$$\tau_{2ww} = \frac{8 \cdot 2424 \cdot 90}{\pi \cdot 24,5^3} \cdot 1,4251 = 53,83 \text{ daN/mm}^2 \quad (61)$$

Naprężenia w sprężynie wewnętrznej przy wyczerpaniu luzu pionowego do odbijaka bez uwzględnienia współczynnika Wahla:

$$\tau_{3w} = \frac{8 \cdot P_{3w} \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \quad (62)$$

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (62)  $P_{3w}=4273$  daN,  $D_2=90$  mm oraz  $d_2=24,5$  mm otrzymuje się:

$$\tau_{3w} = \frac{8 \cdot 4273 \cdot 90}{\pi \cdot 24,5^3} = 66,59 \text{ daN/mm}^2 \quad (63)$$

Naprężenia w sprężynie wewnętrznej przy wyczerpaniu luzu pionowego do odbijaka z uwzględnieniem współczynnika Wahla:

$$\tau_{3ww} = \frac{8 \cdot P_{3w} \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \cdot w \quad (64)$$

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (64)  $P_{3w}=4273$  daN,  $D_2=90$  mm,  $d_2=24,5$  mm oraz  $w=1,4251$  otrzymuje się:

$$\tau_{3ww} = \frac{8 \cdot 4273 \cdot 90}{\pi \cdot 24,5^3} \cdot 1,4251 = 94,89 \text{ daN/mm}^2 \quad (65)$$

Amplituda zmęczeniowa bez uwzględnienia współczynnika Wahla wynosi:

$$\Delta P_{2w} = k_2 \cdot \Delta f_z \quad (66)$$

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (66)  $k_2=82,17$  daN/mm oraz  $\Delta f_z=11,7$  otrzymuje się:

$$\Delta P_{2w} = 82,17 \cdot 11,7 = 961,389 \text{ daN} \cong 962 \text{ daN} \quad (67)$$

Amplituda zmęczeniowa bez uwzględnienia współczynnika Wahla wynosi:

$$\Delta \tau_{2w} = \frac{8 \cdot \Delta P_{3wK} \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \quad (68)$$

Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (68)  $\Delta P_{3wK}=962$  daN,  $D_2=90$  mm oraz  $d_2=24,5$  mm otrzymuje się:

$$\Delta \tau_{2w} = \frac{8 \cdot 962 \cdot 90}{\pi \cdot 24,5^3} = 14,99 \text{ daN/mm}^2 \quad (69)$$

Amplituda zmęczeniowa z uwzględnieniem współczynnika Wahla wynosi:

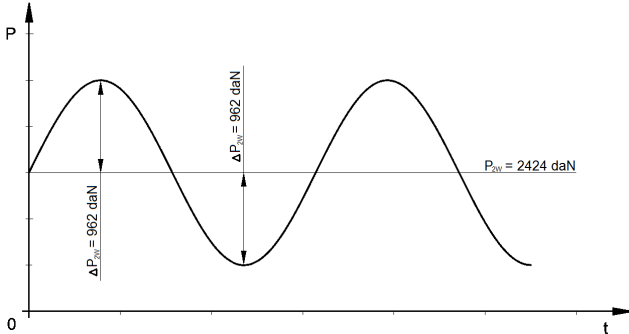
$$\Delta \tau_{2ww} = \frac{8 \cdot \Delta P_{3wK} \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \cdot w \quad (70)$$



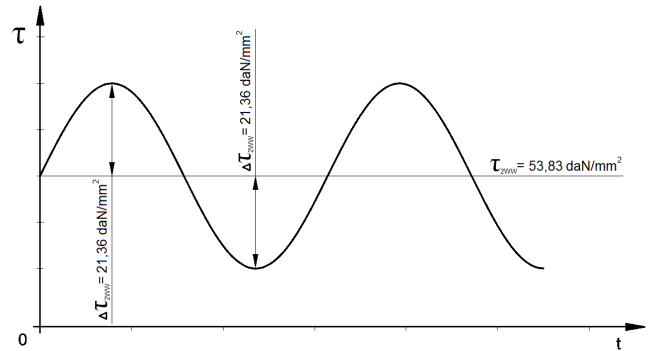
Po wstawieniu danych liczbowych do wzoru (68)  $\Delta P_{3WK}=962 \text{ daN}$ ,  $D_2=90 \text{ mm}$ ,  $d_2=24,5 \text{ mm}$  oraz  $w=1,4251$  otrzymuje się:

$$\Delta \tau_{3WW} = \frac{8 \cdot 962 \cdot 90}{\pi \cdot 24,5^3} \cdot 1,4251 = 21,36 \text{ daN/mm}^2 \quad (71)$$

Sprężyna wewnętrzna pracuje zmęczeniowo, pod wpływem sił dynamicznych, co jest zilustrowane na rys.4.



Rys.4. Praca dynamiczna sprężyny wewnętrznej na wykresie siła-czas



Rys.5. Praca dynamiczna sprężyny wewnętrznej na wykresie ilustrującym przebieg naprężenia w funkcji czasu

Praca dynamiczna sprężyny zewnętrznej pod wpływem sił dynamicznych w ujęciu naprężenie-czas jest przedstawiona na rys.5.

## 2.9. Zestawienie ugięć sprężyny zewnętrznej, sprężyny wewnętrznej oraz kompletu sprężyn

Zestawienie ugięć w poszczególnych stanach obciążeń pionowych dla sprężyny zewnętrznej, sprężyny wewnętrznej oraz kompletu sprężyn zawiera tabela 3.

Ugięcia sprężyny zewnętrznej w poszczególnych stanach wagonu towarowego wynikają z następujących wzorów:

Stan próżny:

$$f_{1Z} = \frac{P_{1Z}}{k_1} = \frac{880}{49,80} = 17,67 \text{ mm} \quad (72)$$

Stan ładowny:

$$f_{2Z} = \frac{P_{2Z}}{k_2} = \frac{2747,5}{49,80} = 55,17 \text{ mm} \quad (73)$$

Ugięcie sprężyny aż do odbijaka wynosi:

$$f_{3Z} = \frac{P_{3Z}}{k_1} = \frac{3868}{49,80} = 77,67 \text{ mm} \quad (74)$$

Ugięcie sprężyny w stanie pracy dynamicznej:

$$\Delta f = \frac{\Delta P_{2Z}}{k_1} = \frac{582,66}{49,80} = 11,76 \text{ mm} \quad (75)$$

Ugięcia sprężyny wewnętrznej w poszczególnych stanach wagonu towarowego wynikają z następujących wzorów:

Zestawienie ugięć w poszczególnych stanach obciążeń pionowych dla sprężyny zewnętrznej, sprężyny wewnętrznej oraz kompletu sprężyn

Tabela 3

Typ sprężyny	UGIĘCIA [mm]				
		Stan próżny	Stan ładowny	Stan do odbijaka	Stan pracy zmęczeniowej
Sprężyna zewnętrzna	ugięcie	17,67	55,17	17,67 <sup>1)</sup>	11,75
	wysok.	204,83	204,83	182,33 <sup>1)</sup>	204,83±11,75
Sprężyna wewnętrzna	ugięcie	29,5	29,5	52	11,75
	wysok.	204,83	204,83	182,33	204,83±11,75
Komplet sprężyn	-		29,5	52	11,75
		242,33/234	204,83	182,33	204,83±11,75

<sup>1)</sup> Luz na odbijaku w stanie próżnym wynosi 60 mm.

Stan próżny:

$$f_{1w} = \frac{P_{1w}}{k_2} = 0 \quad (76)$$

Stan ładowy:

$$f_{2w} = \frac{P_{2w}}{k_2} = \frac{2424}{82,17} = 29,49 \text{ mm} \approx 29,5 \text{ mm} \quad (77)$$

Ugięcie sprężyny aż do odbijaka wynosi:

$$f_{3w} = \frac{P_{3w}}{k_2} = \frac{4273}{82,17} = 52 \text{ mm} \quad (78)$$

Ugięcie sprężyny w stanie pracy dynamicznej:

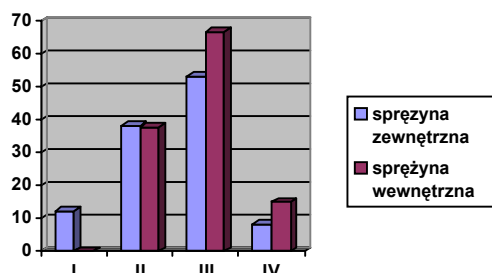
$$\Delta f = \frac{\Delta P_{2z}}{k_1} = \frac{962}{82,17} = 11,70 \text{ mm} \quad (79)$$

## 2.10. Wnioski z obliczeń

W celu uproszczenia oceny wyników obliczeń statycznych i zmęczeniowych sprężyn naprężenia od poszczególnych obciążeń zebrano w tabeli 4.

Analizując przeprowadzone obliczenia można stwierdzić, że obydwie sprężyny są mocno wyciągnięte, przy czym znacznie większe naprężenia przenosi sprężyna wewnętrzna. Do tych naprężeń należy doliczyć naprężenia wynikające z luzu  $\pm 10$  mm, występującego między korpusem prowadnicy oraz korpusem maźnicy. Obliczenia te zostaną przedstawione w następnych publikacjach. Jak widać z tabeli 4 sprężyna wewnętrzna zespołu jest bardzo przeciążona. W przypadku pracy dynamicznej amplituda siłowa w sprężynie wewnętrznej jest 65% większa, aniżeli w przypadku sprężyny zewnętrznej. Amplituda naprężeniowa w sprężynie wewnętrznej jest 84% większa od amplitudy w sprężynie zewnętrznej (bez uwzględniania współczynnika Wahla) oraz jest większa 205% od amplitudy w sprężynie zewnętrznej (z uwzględnianiem współczynnika Wahla). Na obydwie sprężyny używana jest zgodnie z dokumentacją konstrukcyjną stal stopowa do ulepszania cieplnego 52CrMoV4+HH wg PN-EN 10089:2002 [9]. Stal 52CrMoV4+HH jest hartowana w oleju w temperaturze  $860 \pm 10^\circ\text{C}$  oraz odpuszczana w temperaturze  $450 \pm 10^\circ\text{C}$  oraz posiada granicę plastyczności  $R_e = 1300 \text{ MPa} = 130 \text{ daN/mm}^2$ ,  $R_m = 1450 \div 1750 \text{ daN/mm}^2$ , wydłużenie względne  $A = 6\%$ , przewężenie

względne  $Z = 30\%$  oraz udarność mierzoną w  $20^\circ\text{C}$ ,  $KU_{\text{MIN}} = 10\text{J}$ . Wyciągnięcie materiału sprężyny zewnętrznej oraz sprężyny wewnętrznej jest przedstawione graficznie na rys. 6 (bez uwzględnienia współczynnika Wahla) oraz na rys. 7 (z uwzględnieniem współczynnika Wahla). Przenoszone siły przez sprężynę zewnętrzną oraz przez sprężynę wewnętrzną są przedstawione graficznie na rys. 8. Sprężyny są zwijane na gorąco, ponieważ średnica pręta jest większa niż 10 mm. Wykonanie i badania obydwu sprężyn jest przewidziane zgodnie z kartą UIC 822 [7].



Legenda:

Oś Y- naprężenia tnące w [daN/mm<sup>2</sup>]

Oś X- stan pracy sprężyn, odpowiadający stanowi obciążenia wagonu:

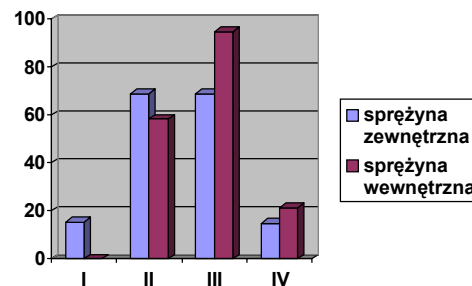
I- stan próżny wagonu o ekwiwalentnej masie własnej 20 000 kg

II- stan ładowy wagonu o ekwiwalentnej masie własnej 90 000 kg

III- stan pracy dynamicznej, aż do osiągnięcia odbijaka

IV- stan pracy zmęczeniowej (amplitudy zmęczeniowe)

Rys. 6. Naprężenia w komplecie sprężyn zewnętrznej oraz wewnętrznej bez uwzględnienia współczynnika Wahla rodziny wózków Y25Lsd



Legenda:

Oś Y- naprężenia tnące w [daN/mm<sup>2</sup>]

Oś X- stan pracy sprężyn, odpowiadający stanowi obciążenia wagonu:

I- stan próżny wagonu o ekwiwalentnej masie własnej 20 000 kg

II- stan ładowy wagonu o masie brutto 90 000 kg

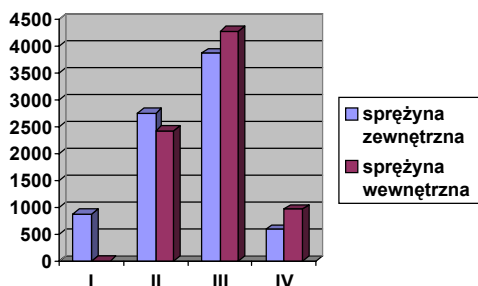
III- stan pracy dynamicznej, aż do osiągnięcia odbijaka

IV- stan pracy zmęczeniowej (amplitudy zmęczeniowe)

Rys. 7. Naprężenia w komplecie sprężyn zewnętrznej oraz wewnętrznej bez uwzględnienia współczynnika Wahla rodziny wózków Y25Lsd

Zestawienie naprężeń w poszczególnych stanach obciążeń pionowych dla sprężyny zewnętrznej i sprężyny wewnętrznej, wchodzących w skład kompletu Tabela 4

Typ sprężyny	NAPRĘŻENIA [ daN/mm <sup>2</sup> ]							
	Stan próżny		Stan ładowy		Stan do odbijaka		Stan pracy zmęczeniowej	
	$\tau_{1z} / \tau_{1w}$	$\tau_{1zw} / \tau_{1ww}$	$\tau_{2z} / \tau_{2w}$	$\tau_{2zw} / \tau_{2ww}$	$\tau_{3z} / \tau_{3w}$	$\tau_{3zw} / \tau_{3ww}$	$\Delta \tau_{2z} / \Delta \tau_{2zw}$	$\Delta \tau_{2w} / \Delta \tau_{2ww}$
Sprężyna zewnętrzna	12,26 daN/mm <sup>2</sup>	15,64 daN/mm <sup>2</sup>	38,28 daN/mm <sup>2</sup>	68,77 daN/mm <sup>2</sup>	53,89 daN/mm <sup>2</sup>	68,77 daN/mm <sup>2</sup>	8,11 daN/mm <sup>2</sup>	10,40 daN/mm <sup>2</sup>
	880 daN		2747,5 daN		3868 daN		582,66 daN	
Sprężyna wewnętrzna	0	0	37,77	53,83	66,59	94,89	14,99	21,36
	0 daN		2424 daN		4273 daN		962 daN	

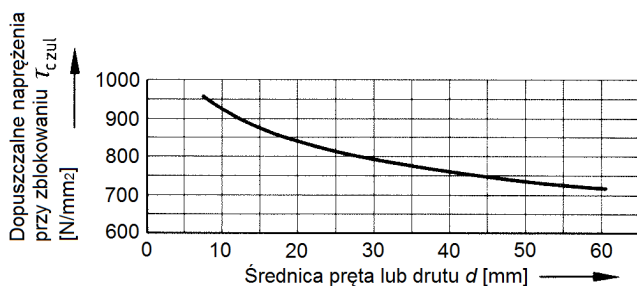


**Legenda:**

Oś rzędnych-siła obciążająca w daN  
 Oś odciętych-stan pracy sprężyn, odpowiadający stanowi obciążenia wagonu:  
 I- stan próżny  
 II- stan ładowny  
 III-stan pracy dynamicznej, aż do osiągnięcia odbijaka  
 IV-stan pracy zmęczeniowej (amplitudy zmęczeniowe)

Rys.8. Siły przenoszone przez sprężynę zewnętrzną oraz sprężynę wewnętrzną

Ocenę wytrzymałości materiału sprężyn należy wykonać w oparciu o ustalone kryteria w normach np. w normie DIN 2089 Teil 1 [16]. Wytyczne podane w literaturze odwołują się do tej normy [1]. Norma ta podaje między innymi zależność naprężeń dopuszczalnych przy zablokowaniu sprężyny bez uwzględnienia współczynnika Wahla dla sprężyn zwijanych na gorąco (rys.9).



Rys.9. Zależność dopuszczalnych naprężeń przy zablokowaniu sprężyny w zależności od średnicy pręta

Jak widać z rys. 9 naprężenia dopuszczalne przy zablokowaniu maleją wraz ze wzrostem średnicy drutu. Naprężenia przy zablokowaniu sprężyn są przedstawione w tabeli 5.

W przypadku sprężyny zewnętrznej naprężenia przy zablokowaniu nie przekraczają naprężeń dopuszczalnych, natomiast w przypadku sprężyny wewnętrznej naprężenia te przekraczają dopuszczalne kryterium, w związku z tym sprężyny wewnętrznej nie wolno blokować. W przeciwnym wypadku może dojść do odkształceń trwałych sprężyny. Z przedstawionych analiz i obliczeń wynika, że istotnym elementem zapewnienia wytrzymałości statycznej oraz zmęczeniowej sprężyn przymaźnicznych wózków Y25L (Y25C) jest, oprócz wytycznych konstrukcyjnych, właściwa technologia wykonania, która jest przedstawiona w karcie UIC 822 [7] oraz PN-EN 13298:2003 [10]. Aby można było przenieść tak wysokie naprężenia zwłaszcza w zakresie pracy dynamicznej należy stosować pręty szlifowane, które mają wyższą granicę zmęczenia niż pręty walcowane. Aby zwiększyć żywotność sprężyn należy również przestrzegać wytycznych dotyczących eksploatacji tłumików ciennych, których powierzchni nie należy smarować, za wyjątkiem tych miejsc, które są wskazane w dokumentacji konstrukcyjnej. Miejsca, które należy smarować oraz powierzchnie, które nie podlegają smarowaniu przedstawiono na rys. 10.

**2.11. Charakterystyka zawieszenia pierwszego stopnia usprężynowania dla wagonu towarowego o masie własnej 20 000 kg oraz masie brutto 90 000 kg**

Charakterystykę zawieszenia pierwszego stopnia usprężynowania dla wagonu towarowego o masie własnej 20 000 kg oraz masie brutto 90 000 kg jest przedstawiona na rys. 11.

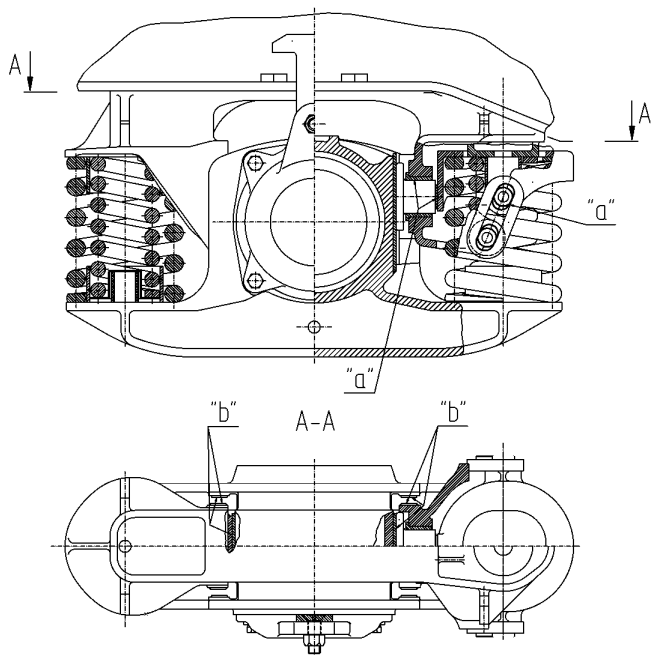
Charakterystyka usprężynowania czteroosiowego wagonu towarowego, wyposażonego w wózki Y25L, jest charakterystyką progresywną, dzięki czemu miękkość wózka w stanie próżnym jest mniejsza aniżeli w stanie ładownym.

Miękkość wózka Y25L w stanie próżnym  $c_1$  wynosi:

$$c_1 = \frac{1}{8 \cdot k_1} \tag{80}$$

**Zestawienie naprężeń przy zablokowaniu dla sprężyny zewnętrznej oraz wewnętrznej wózków wagonów towarowych typu Y25L**  
**Tabela 5**

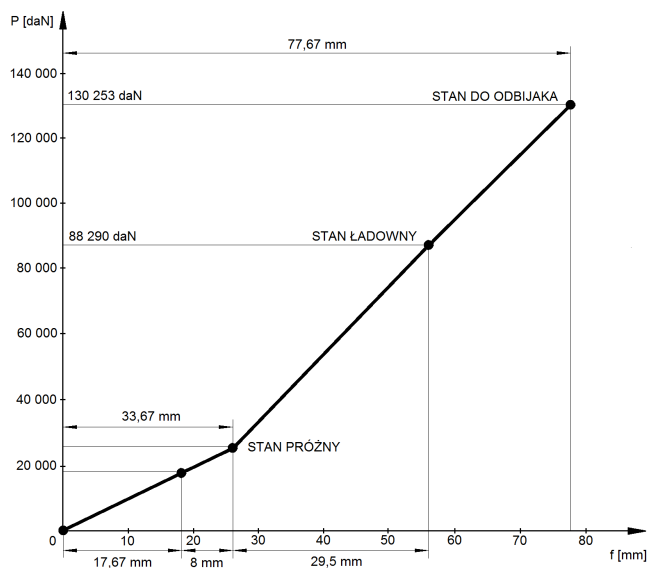
Typ sprężyny	NAPRĘŻENIA [ daN/mm <sup>2</sup> ]				Kryterium
	Ugięcie i wysokość przy zablokowaniu		Naprężenia w stanie zablokowania z uwzględnieniem współczynnika Wahla	Naprężenia bez uwzględnienia współczynnika Wahla	
	H <sub>zblok</sub> /H <sub>wblok</sub>	f <sub>zblok</sub> /f <sub>wblok</sub>	$\tau_{4ZW}$ / $\tau_{4WW}$	$\tau_{4Z}$ / $\tau_{4W}$	
Sprężyna zewnętrzna	161,2 mm	98,8 mm	87,5 daN/mm <sup>2</sup>	68,55 daN/mm <sup>2</sup>	79 daN/mm <sup>2</sup>
	4920,24 daN				
Sprężyna wewnętrzna	169,05 mm	64,95 mm	126,09 daN/mm <sup>2</sup>	86,30 daN/mm <sup>2</sup>	81 daN/mm <sup>2</sup>
	5336,94 daN				



#### Legenda:

- a – powierzchnie, które należy smarować
- b – powierzchnie, których nie należy smarować

Rys.10. Powierzchnie tłumika ciernego podlegające smarowaniu oraz nie podlegające smarowaniu



Rys.11. Charakterystyka zawieszenia I-go stopnia (usprężynowania) dla wagonu towarowego o masie własnej 20 000 kg oraz masie brutto 90 000 kg

Wstawiając do wzoru (80)  $k_1=49,80$  daN/mm otrzymuje się:

$$c_1 = \frac{1}{8 \cdot 49,80} = 2,51 \cdot 10^{-3} \text{ mm/daN} = 2,51 \text{ mm}/1000 \text{ daN} = 2,55 \text{ mm}/1\text{T} \quad (81)$$

Miękkość wózka Y25L w stanie ładowym  $c_2$  wynosi:

$$c_2 = \frac{1}{8 \cdot (k_1 + k_2)} \quad (82)$$

Wstawiając do wzoru (82)  $k_1=49,80$  daN/mm i  $k_2=82,17$  daN/mm otrzymuje się:

$$c_2 = \frac{1}{8 \cdot (49,80 + 82,17)} = 9,47 \cdot 10^{-4} \text{ mm/daN} = 0,947 \text{ mm}/1000 \text{ daN} = 0,929 \text{ mm}/1\text{T} \quad (83)$$

Sztywność wózka Y25L w stanie próżnym  $k_{1W}$  wynosi:

$$k_{1W} = \frac{1}{c_1} \quad (84)$$

Wstawiając do wzoru (84)  $c_1=2,51$  mm/1000 daN otrzymuje się:

$$k_{1W} = \frac{1000}{2,51} = 398,40 \text{ daN/mm} = 3,984 \text{ kN/mm} \quad (85)$$

Sztywność wózka Y25L w stanie ładowym  $k_{2W}$  wynosi:

$$k_{2W} = \frac{1}{c_2} \quad (86)$$

Wstawiając do wzoru (84)  $c_2=0,947$  mm/1000 daN otrzymuje się:

$$k_{2W} = \frac{1000}{0,947} = 1055,96 \text{ daN/mm} = 10,55 \text{ kN/mm} \quad (87)$$

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że sztywność wózka w stanie ładowym wagonu jest 2,64 raza większa aniżeli w stanie próżnym wagonu. Inaczej można wnioskować, że miękkość wózka w stanie ładowym jest 0,378 raza mniejsza aniżeli wózka w stanie próżnym.

### 3. WNIOSKI

Z przeprowadzonych analiz obliczeniowych wynika, że usprężynowanie wózków Y25L/Y25C jest dobrane prawidłowo pod występujące warunki eksploatacyjne dla wagonów towarowych. Jednocześnie wykazano, że obydwie sprężyny są wyteżone podczas pracy statycznej oraz dynamicznej (zmęczeniowej). Przy nieprzestrzeganiu technologii wykonania mogą zdarzać się przypadki pęknięć zmęczeniowych, które mogą doprowadzić do utraty nośności przez sprężynę (sprężyny) i kolejnych uszkodzeń np. ramy lub osi zestawu kołowego, co może w efekcie prowadzić do zjawiska wykolejenia, powodując dalsze straty materialne oraz zagrożenia zdrowia i życia personelu obsługującego. Ze strony konstrukcyjnej bardzo ważne jest wytypowanie prawidłowego materiału, natomiast ze strony wykonawcy ścisłe przestrzeganie reżimu technologicznego oraz odbiorczego. Wybór stali 52CrMoV4+HH, zamiast dotychczas stosowanych 55S2 oraz 60S2, mających tendencje do odwęglenia powierzchni podczas obróbki cieplnej jest prawidłowym posunięciem konstrukcyjnym.

#### 4. LITERATURA

- [1] ross Sigfried: *Berechnung und Gestaltung von Metallfedern*. Springer-Verlag. Dritte verbesserte und erweiterte Auflage Berlin/Göttingen/Heidelberg. 1960
- [2] arta UIC 432: *Wagony towarowe. Prędkości jazdy. Warunki techniczne, które należy spełnić*. 11-te wydanie 09/2006.
- [3] Karta UIC 500: *Normalizacja taboru transportowego i jego elementów. Zasady, procedury* 2-gie wydanie Grudzień 2000.
- [4] Karta UIC 510-1: *Wagony towarowe. Układ biegowy standaryzacja*. 9-te wydanie z 1.01.78. 14-ście zmian od 1.01.80 do 1.01.97.
- [5] Karta UIC 517: *Wagony towarowe. Części zawieszenia resorowego. Normalizacja*. 7 wydanie z maja 2007.
- [6] arta UIC 518: *Badania i homologacja pojazdów kolejowych z punktu widzenia właściwości dynamicznych, bezpieczeństwa jazdy, obciążenia toru i parametrów biegowych*. 4-te wydanie z października 2009.
- [7] arta UIC 822: *Warunki techniczne dostawy sprężyn śrubowych naciskowych formowanych na gorąco lub na zimno dla pojazdów trakcyjnych i wagonów*. 5-te wydanie z 11.2003
- [8] arta UIC 893: *Warunki techniczne dla dostawy blach na płyty przewodnicowe ze stali manganowej*. 2-gie wydanie. 06.2004.
- [9] PN-EN 10089: *Stale walcowane na gorąco na sprężyny ulepszone cieplnie. Warunki techniczne dostawy*.
- [10] PN-EN 13298:2003: *Kolejnictwo. Elementy zawieszenia. Stalowe sprężyny śrubowe zawieszenia*.
- [11] PN-EN 14363:2007 *Kolejnictwo. Badania własności dynamicznych przed dopuszczeniem pojazdów szynowych. Badanie właściwości biegowych i próby stacjonarne*.
- [12] Raport ORE/ERRI: *Frage B12 Vereinheitlichung der Güterwagen. Standard-Drehgestell. Bericht Nr.14.Utrecht, 11.1967.*
- [13] Schlussbericht ERRI B12/Rp.17 (8-me wydanie): *Program badań wagonów towarowych z podwoziem i strukturą wagonu ze stali (które nadają się do zabudowy sprzęgu pracującego na ściskanie) i których wózki mają ramę stalową. (Versuchsprogramm für Güterwagen mit Untergestell und Wagenkasten aus Stahl (die für den Einbau der Automatischen Zug-Druck Kupplung geeignet sind) und deren Drehgestelle mit stählernem Drehgestellrahmen). Utrecht , 04.1997.*
- [14] Raport ORE/ERRI B55: *Sicherheit gegen Entgleisen von Güterwagen in Gleisverwindungen. Bericht 8 (Schlussbericht). Utrecht , April 1983.*
- [15] TSI: *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej. Decyzja Komisji z dnia 28 lipca 2006 dotycząca technicznej specyfikacji dla interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „tabor kolejowy-wagony towarowe” transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych.*
- [16] Norma DIN 2089 Teil 1: *Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben. Berechnung und Konstruktion.*