

Józef PARCHAŃSKI

## FIZYCZNY MODEL SZYNY KOLEJOWEJ TYPU S49 PRZYMOCOWANEJ DO PODKŁADÓW

**Streszczenie.** Fizycznym modelem szyny kolejowej przymocowanej do podkładów może być stalowy płaskownik przymocowany do drewnianych podpór. Metrologiczne właściwości fizycznego modelu szyny oraz szyny kolejowej są do siebie zbliżone, jeżeli model wykonano przy założeniach: 1) jednakowych ilorazów momentów bezwładności szyny i stalowego płaskownika, 2) jednakowych smukłości szyny i modelu oraz 3) zbliżonych wartości naprężeń osiowych wytworzonych w szynie i w modelu.

## PHYSICAL MODEL OF THE RAIL S49 FIXED TO THE CROSS-TIES

**Summary.** A steel flat fixed to the wooden supports can be the physical model of a rail fixed to the cross-ties. Metrological properties of the rail physical model and the rail are almost the same if the model execution is made under the following assumptions: 1) quotients of the rail moments of inertia of the rail and the steel flat should be the same, 2) the rail and the model slendernesses should be the same, 3) values of axial stresses generated in the rail and in the model should differ slightly.

### 1. WPROWADZENIE

Nieniszczące pomiary wartości naprężenia osiowego (lub siły osiowej) w szynie kolejowej mają istotne znaczenie dla bezpiecznej eksploatacji bezстыkowego toru kolejowego, zwłaszcza w niskiej lub w wysokiej temperaturze [1].

W artykule [2] wykazano, że wyniki badań uproszczonego matematycznego modelu szyny są zgodne z wynikami pomiarów częstotliwości poprzecznych drgań swobodnych fizycznego modelu szyny kolejowej, tj. stalowego płaskownika o ściśle określonych rozmiarach i odpowiednio zamocowanego. Czułość metody jest duża (ok. 1,7 Hz/MPa), a widmo amplitudowo-częstotliwościowe ma wyraźne ekstremum umożliwiające jednoznaczne wyznaczenie wartości częstotliwości drgań swobodnych modelu w funkcji naprężenia osiowego.

W artykule [3] wykazano, że widmo amplitudowo-częstotliwościowe poprzecznych drgań szyny typu S49 zamontowanej w modelu odcinka rzeczywistego toru kolejowego ma kilka ekstremów o porównywalnych wartościach amplitud przyspieszenia drgań, co utrudnia jednoznaczne wyznaczenie wartości częstotliwości pierwszej postaci (pierwszej mody) drgań swobodnych szyny. Czułość wynosi ok. 0,3 Hz/MPa i jest ok. 6 razy mniejsza niż czułość zmierzona przy badaniu stalowego płaskownika (fizycznego modelu szyny typu S49). Powstało pytanie, czy założenia przyjęte przy projektowaniu fizycznego modelu szyny, opisane w artykule [2], są wystarczające?

## 2. ZMODYFIKOWANY FIZYCZNY MODEL SZYNY KOLEJOWEJ

Korzystnie byłoby zastosować w modelu belkę o kształcie szyny, lecz pomniejszoną do takich rozmiarów, aby podczas badań laboratoryjnych można było wytworzyć naprężenie osiowe o wartościach zbliżonych do naprężenia istniejącego latem lub zimą w szynach torów bezстыkowych. Ponieważ takie profile nie są dostępne, to do budowy zmodyfikowanego modelu zastosowano stalowy płaskownik, który powinien spełniać następujące założenia:

1. Ilorazy momentów bezwładności przekroju względem obojętnej osi zginania: maksymalnego do minimalnego ( $I_{\max}/I_{\min}$ ) szyny typu S49 i modelu powinny być takie same.
2. Smukłość szyny powinna być równa smukłości fizycznego modelu.
3. Naprężenie osiowe wytworzone w modelu podczas badań powinno być rzędu naprężenia istniejącego w szynie typu S49 podczas jej eksploatacji.

Matematyczny model poprzecznych drgań szyny kolejowej przymocowanej do podkładów jest złożoną funkcją wielu zmiennych. Dokładna analiza drgań szyny jest zagadnieniem trudnym i jeszcze nie została przeprowadzona. Zatem obliczenia częstotliwości poprzecznych drgań szyny przeprowadzono na podstawie wzoru uproszczonego, analogicznie do artykułu [2]

$$f_1 = \frac{\pi}{2l^2} \sqrt{\frac{EI_{\min}}{m_1} - \frac{l^2 S}{\pi^2 m_1}} \quad (1)$$

Dla szyny typu S49:  $l = 0,66$  m jest długością drgającego przęsła,  $E = 2,11 \cdot 10^{11}$  Pa jest modulem Younga,  $I_y = I_{\min} = 320 \cdot 10^{-8}$  m<sup>4</sup> jest minimalnym momentem bezwładności, a  $I_x = I_{\max} = 1819 \cdot 10^{-8}$  m<sup>4</sup> jest maksymalnym momentem bezwładności,  $m_1 = 49,43$  kg/m jest jednostkową masą szyny,  $S = 6,3 \cdot 10^{-3}$  m<sup>2</sup> jest poprzecznym przekrojem szyny,  $I_x/I_y = 5,68$ .

W zmodyfikowanym fizycznym modelu szyny S49 zastosowano dostępny stalowy płaskownik o przekroju prostokątnym  $S_p = 4 \cdot 10$  mm<sup>2</sup>. Przekrój  $S_p = 40$  mm<sup>2</sup> umożliwia w łatwy sposób

spełnienie założenia 3. Iloraz maksymalnego do minimalnego momentu bezwładności tego płaskownika wynosi

$$\frac{I_x}{I_y} = \frac{333,3 \cdot 10^{-12}}{53,3 \cdot 10^{-12}} = 6,25,$$

ma wartość zbliżoną do ilorazu  $I_x/I_y = 5,68$  dla szyny S49, więc założenie 1 też jest spełnione.

Smukłość  $\lambda$  szyny można obliczyć ze wzoru

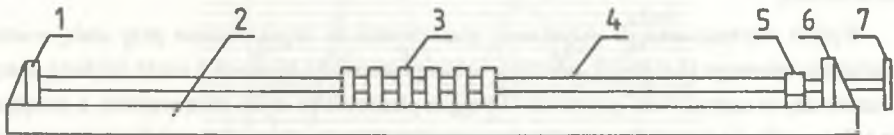
$$\lambda = l \sqrt{\frac{S}{I_y}} = 0,66 \sqrt{\frac{6,3 \cdot 10^{-3}}{320 \cdot 10^{-8}}} = 29,3, \quad (2)$$

a smukłość płaskownika ze wzoru

$$\lambda_p = l_p \sqrt{\frac{S_p}{I_{yp}}}. \quad (3)$$

Spełnienie założenia 2, tzn. równości smukłości  $\lambda$  szyny i płaskownika ( $\lambda = \lambda_p$ ), jest możliwe tylko po zrezygnowaniu z założenia jednakowych wartości częstotliwości pierwszej mody poprzecznych drgań własnych nie naprężonej ( $\sigma = 0$ ) szyny  $f_{10}$  i nie naprężonego płaskownika  $f_{10p}$ . Założenie jednakowych częstotliwości  $f_{10} = f_{10p}$  obowiązywało przy projektowaniu fizycznego modelu opisanego w artykule [2]. Przyjmując założenie  $\lambda_p = \lambda$ , ze wzoru (3) obliczono długość  $l_p$  przęsła płaskownika

$$l_p = \lambda_p \sqrt{I_{yp}/S_p} = 29,3 \sqrt{53,3 \cdot 10^{-12}/40 \cdot 10^{-6}} = 34 \cdot 10^{-3} \text{ m}.$$



Rys. 1. Szkic zmodyfikowanego fizycznego modelu szyny typu S49; 1, 6 — wspornik, 2 — deska, 3 — stalowa nakładka, 4 — stalowy płaskownik, 5 — sprzęgło uniemożliwiające skręcanie płaskownika, 7 — mechanizm śrubowy wytwarzający naprężenie osiowe

Fig. 1. Sketch of the modified physical model of the rail S49; 1, 6 — bracket S, 2 — board, 3 — steel cover plate, 4 — steel flat, 5 — clutch making impossible flat torsion, 7 — screw gear generating axial stress

Wykonany zmodyfikowany fizyczny model szyny kolejowej typu S49 przymocowanej do podkładów składa się ze stalowego płaskownika o przekroju  $4 \cdot 10 \text{ mm}^2$  i długości 1 m, sześciu drewnianych podpór (modele podkładów) ułożonych w odstępach  $l_p = 40 \text{ mm}$  w połowie długości płaskownika, sześciu stalowych nakładek mocujących płaskownik do podpór (modelujących mocowanie szyny do podkładów) i mechanizmu śrubowego umożliwiającego wytwarzanie określonego naprężenia w badanym płaskowniku (rys. 1). Naprężenie osiowe w płaskowniku mierzono za pomocą tensometrów naklejonych na płaskowniku i połączonych w układ mostka Wheatstone'a zasilanego napięciem stałym. Przekątną pomiarową mostka poprzez wzmacniacz różnicowy o wzmocnieniu  $K = 100 \text{ V/V} = \text{const}$  połączono z woltomierzem cyfrowym. Wartości zadanego naprężenia osiowego w badanym płaskowniku można mierzyć z niepewnością  $\pm 1\%$ .

### 3. BADANIA ZMODYFIKOWANEGO FIZYCZNEGO MODELU SZYNY

#### 3.1. Badania pomocnicze

Rozciągające naprężenie osiowe w płaskowniku o wartościach od 0 do 63 MPa wytwarzano za pomocą mechanizmu śrubowego 7 (rys. 1) i mierzono za pomocą wywzorcowanego układu tensometrycznego. Częstotliwość poprzecznych drgań badanego płaskownika mierzono za pomocą miniaturowego (0,65 g) akcelerometru typu 4374 przyklejonego w połowie długości przęsła badanego modelu szyny. Akcelerometr podłączono do analizatora drgań typu 2515. Cursor analizatora umożliwia dokładny pomiar wartości mierzonej częstotliwości oraz wartości amplitudy drgań badanego obiektu. Wartości chwilowe drgań lub widmo amplitudowo-częstotliwościowe drgań utrwalano na taśmie papierowej za pomocą rejestratora typu 2317. Akcelerometr, analizator i rejestrator są produkcji duńskiej firmy Brüel & Kjær.

Podczas badań pomocniczych wyznaczono wpływ: wartości energii pobudzenia płaskownika do drgań, miejsca uderzenia oraz rodzaju bijaka na wartość częstotliwości poprzecznych drgań płaskownika.

Wpływ wartości energii pobudzenia płaskownika do drgań badano przy stałej wartości naprężenia osiowego ( $\sigma = \text{const}$ ), uderzając w bok płaskownika bijakiem z coraz większą energią. Okazało się, że częstotliwość poprzecznych drgań płaskownika miała stałą wartość, a zwiększała się tylko amplituda drgań. Oznacza to, że częstotliwość poprzecznych drgań fizycznego modelu szyny nie zależy od wartości energii pobudzenia.

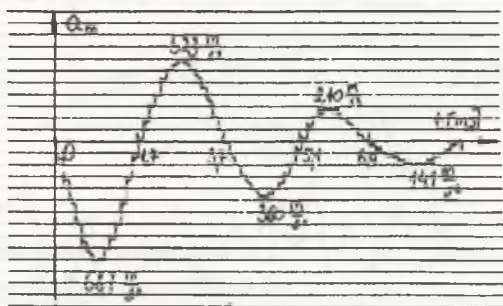
Metodą wielokrotnych uderzeń w różne miejsca płaskownika i pomiarów częstotliwości stwierdzono, że największą czułość uzyskano w przypadku uderzeń bijakiem w drugą stronę płaskownika, w położeniu naklejonego akcelerometru.

Metodą wielokrotnych pomiarów, przy uderzeniach różnymi rodzajami bijaków (stalowy, drewniany, gumowy) stwierdzono, że najlepszą powtarzalność wyników otrzymuje się przy uderzeniu w bok płaskownika za pomocą stalowego młotka z naklejoną nasadką drewnianą.

Zbadano również wpływ dodatkowych podpórek (modelujących wystające kamienie podpierające szynę w przypadkowych miejscach). W tym celu, przy stałej wartości naprężenia osiowego ( $\sigma = \text{const}$ ), podkładano pod płaskownik dodatkową drewnianą podporę (bez nakładki) w badanym przęśle lub w przęsłach sąsiednich. Pomiar wykazały, że włożenie dodatkowej podpórki w obrębie badanego przęsła znacząco wpływa na wyniki pomiarów. Natomiast włożenie podpórki pod płaskownik w sąsiednich przęsłach nie ma istotnego wpływu na wyniki badań. Poszczególne rysunki dokumentujące wyniki tych badań przedstawiono w pracy [4].

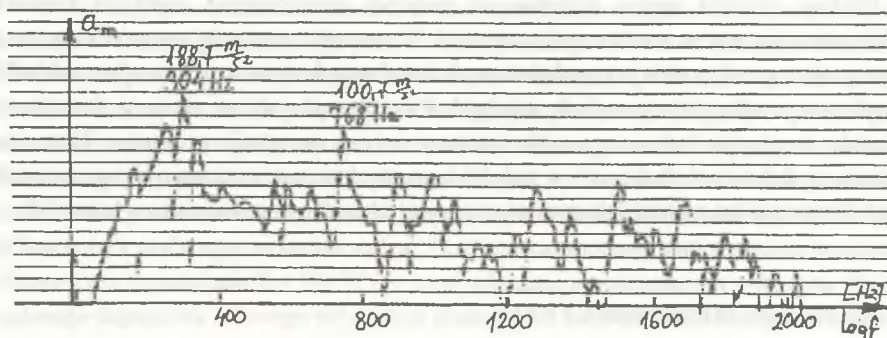
### 3.2. Pomiary charakterystyk $f = f_1(\sigma)$

Po ustaleniu warunków badań, mierzono częstotliwość poprzecznych drgań płaskownika w funkcji naprężenia osiowego. Najpierw przeprowadzono pomiary przy długości przęsła  $l_{p2} = 0,2$  m, tzn. gdy płaskownik 4 był podparty tylko dwoma skrajnymi podporami i przykręcony do podpór dwoma stalowymi nakładkami 3 (rys.1). Odpowiednią wartość naprężenia rozciągającego wytworzono za pomocą mechanizmu śrubowego 7. Pomiary przeprowadzono w zakresie osiowego naprężenia rozciągającego od 0 do 62,8 MPa. Płaskownik pobudzono do drgań przez uderzenie młotkiem stalowym z naklejoną nakładką drewnianą. Uderzono w połowie długości przęsła, po przeciwnej stronie przyklejonego tensometru. Na rysunku 2 przedstawiono przykładowy przebieg chwilowych wartości przyspieszenia poprzecznych drgań płaskownika dla naprężenia  $\sigma = -40,4$  MPa, na rys.3 przedstawiono widmo amplitudowo-częstotliwościowe tych drgań, a na rys.4 przedstawiono ich widmo mocy. Na rysunku 5 przedstawiono różnicę widma mocy przy naprężeniu  $\sigma_1 = 40,4$  MPa minus widmo mocy przy naprężeniu  $\sigma_0 = 0$  MPa.



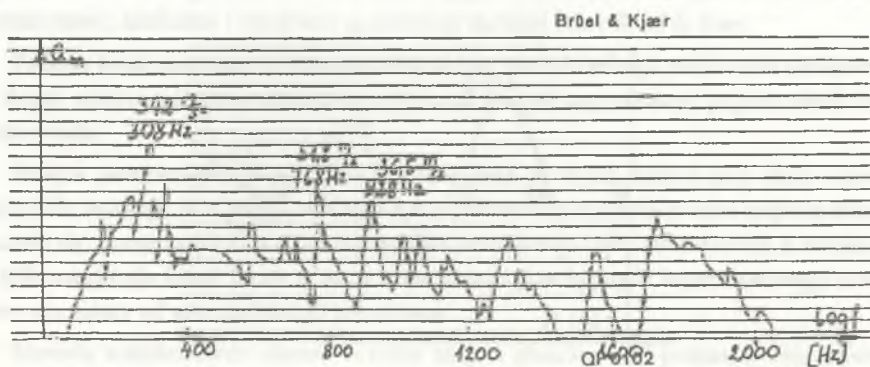
Rys.2. Przebieg przyspieszenia drgań dla  $\sigma = 40,4$  MPa i  $l_{p1} = 0,2$  m

Fig.2. Waveform of vibration acceleration for  $\sigma = 40,4$  Mpa and  $l_{p1} = 0,2$  m

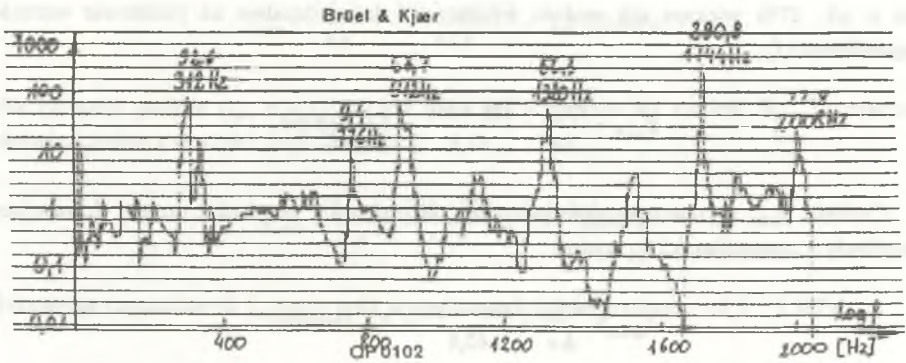


Rys.3. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe przebiegu przedstawionego na rys.2  
Fig.3. Spectrum of amplitude vs. frequency of the waveform shown in Fig.2

Z rysunku 3 wynika, że największą wartość ma amplituda przyspieszenia drgań  $a_1 = 189 \text{ m/s}^2$  o częstotliwości  $f_1 = 304 \text{ Hz}$  oraz amplituda  $a_2 = 101 \text{ m/s}^2$  o częstotliwości  $f_2 = 768 \text{ Hz}$ . Widmo mocy (rys.4) nie dostarcza więcej informacji metrologicznych niż widmo amplitudowo-częstotliwościowe. Wyznaczona różnica widm mocy (rys.5), po szczegółowej analizie okazała się bezużyteczna, ze względu na brak jednoznacznej zależności między widmem różnicowym a naprężeniem osiowym. Na rys.6 przedstawiono wykresy wartości średnich arytmetycznych z czterech pomiarów częstotliwości  $f_{r1}$  i  $f_{r2}$  oraz częstotliwości pierwszej mody  $f_{obw2}$  obliczonej na podstawie wzoru (1), poprzecznych drgań płaskownika (modelu szyny S49).

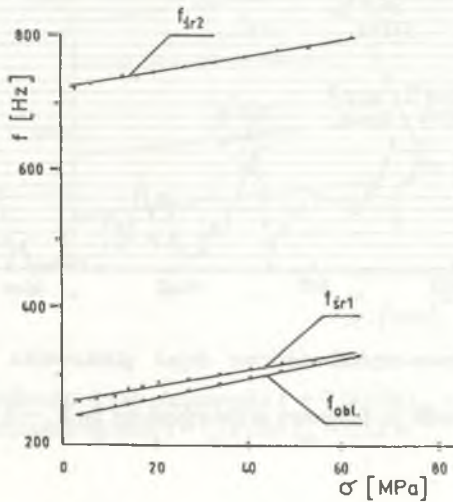


Rys.4. Widmo mocy przebiegu przedstawionego na rys.2  
Fig.4. Power spectrum of the waveform shown in Fig.2



Rys. 5. Różnica widma mocy przy  $\sigma = -40,4$  MPa minus widmo mocy przy  $\sigma_0 = 0$  MPa

Fig. 5. Difference between power spectrum for  $\sigma = -40,4$  Mpa and power spectrum for  $\sigma_0 = 0$  MPa



Rys. 6. Wykresy częstotliwości drgań płaskownika  $f = f_1(\sigma)$  dla  $l_{p2} = 0,2$  m

Fig. 6. Plots of flat vibration frequency  $f = f_1(\sigma)$  for  $l_{p2} = 0,2$  m

Czułość wyznaczona na podstawie charakterystyki  $f_{obl.} = f_1(\sigma)$  dla dwóch podpór ( $l_{p2} = 0,2$  m)

$$S_{-M2} = \frac{df_{obl.}}{d\sigma} = \frac{\Delta f_{obl.}}{\Delta \sigma} = \frac{325 - 235}{62,8} = 1,4 \text{ Hz/MPa}$$

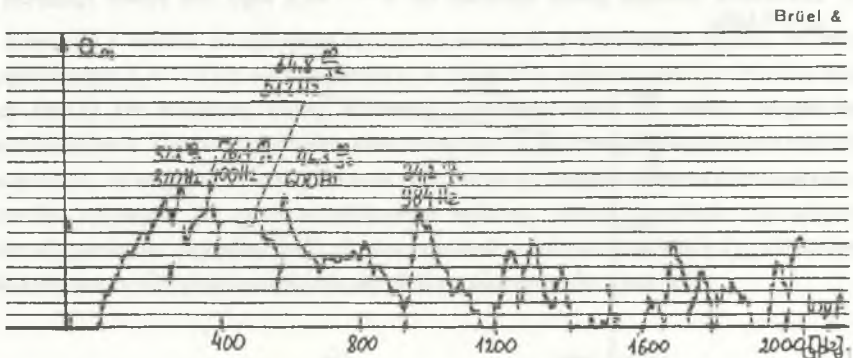
jest o ok. 27% większa niż czułość wyznaczona doświadczalnie na podstawie wartości częstotliwości  $f_{w1}$

$$S_{w1/2} = \frac{\Delta f_{w1}}{\Delta \sigma} = \frac{328 - 260}{62,8} = 1,1 \text{ Hz/MPa.}$$

Czułość  $S_{w2/2}$  wyznaczona doświadczalnie na podstawie pomiarów drugiej dominującej amplitudy o częstotliwości  $f_{w2}$  wynosi

$$S_{w1/2} = \frac{\Delta f_{w2}}{\Delta \sigma} = \frac{796 - 720}{62,8} = 1,2 \text{ Hz/MPa,}$$

jest tylko o ok. 17% mniejsza niż czułość obliczeniowa  $S_{ob1/2} = 1,4 \text{ Hz/MPa}$ .



Rys.7. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe drgań płaskownika dla  $l_{p/4} = 0,12 \text{ m}$ ,  $\sigma = -40,4 \text{ MPa}$

Fig.7. Spectrum of amplitude vs. frequency of flat vibrations for  $l_{p/4} = 0,12 \text{ m}$ ,  $\sigma = -40,4 \text{ MPa}$

Analogiczne pomiary przeprowadzono dla pręśta o długości  $l_{p/4} = 0,12 \text{ m}$ , tzn. gdy płaskownik w modelu był przymocowany do czterech skrajnych podpór. W tym przypadku widmo amplitudowo-częstotliwościowe drgań płaskownika ma kilka ekstremów o zbliżonych wartościach amplitud (rys.7), co utrudnia pomiary częstotliwości drgań o jednej dominującej amplitudzie.

Na rysunku 8 przedstawiono wykresy kolejnych wartości średnich arytmetycznych z czterech pomiarów dominujących amplitud o częstotliwości  $f_{w1}$ ,  $f_{w2}$ ,  $f_{w3}$ ,  $f_{w4}$  oraz wykres częstotliwości pierwszej mody  $f_{ob1/4}$ , obliczonej na podstawie wzoru (1), w funkcji naprężenia  $\sigma$ . Czułość obliczeniowa

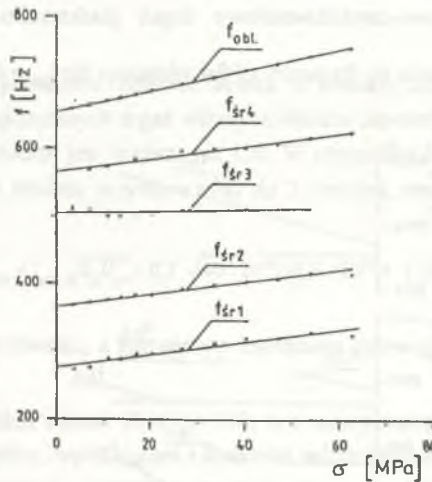


$$S_{obl/4} = \frac{\Delta f_{obl/4}}{\Delta \sigma} = \frac{752,2 - 652,7}{62,8} \approx 1,6 \text{ Hz/MPa},$$

dla czterech podpór ( $l_{p/4} = 0,12 \text{ m}$ ) jest o ok. 90% większa niż czułość  $S_{kr1/4}$  wyznaczona doświadczalnie z wartości częstotliwości  $f_{kr1}$

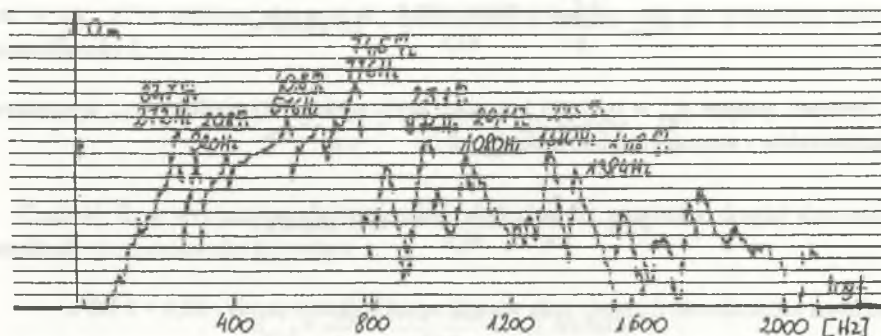
$$S_{kr1/4} = \frac{\Delta f_{kr1}}{\Delta \sigma} = \frac{324 - 272}{62,8} \approx 0,83 \text{ Hz/MPa}.$$

Natomiast częstotliwość  $f_{kr3}$  miała stałą wartość w zakresie naprężenia -  $62,8 \div 0 \text{ MPa}$ .



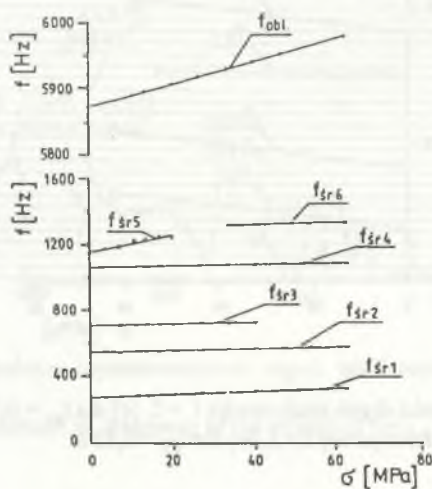
Rys.8. Wykresy częstotliwości drgań płaskownika  $f = f_1(\sigma)$  dla  $l_{p/4} = 0,12 \text{ m}$   
 Fig.8. Plots of flat vibration frequency  $f = f_1(\sigma)$  for  $l_{p/4} = 0,12 \text{ m}$

Identyczne badania przeprowadzono dla środkowego przęsla o długości  $l_{p/6} = 0,04 \text{ m}$ , tzn. gdy płaskownik był przymocowany do sześciu podpór. Jest to fizyczny model szyny typu S49 przymocowanej do podkładów. Niestety, w tym przypadku widmo amplitudowo-częstotliwościowe poprzecznych drgań płaskownika ma wiele ekstremów o zbliżonych wartościach amplitud (rys.9), co znacznie utrudnia pomiary częstotliwości jednej dominującej amplitudy. Wartości tych częstotliwości są wielokrotnie mniejsze niż częstotliwości  $f_{obl}$  obliczone na podstawie wzoru (1).



Rys.9. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe drgań płaskownika dla  $l_{p/6} = 0,04$  m,  $\sigma = -40,4$  MPa

Fig.9. Spectrum of amplitude vs. frequency of flat vibrations for  $l_{p/6} = 0,04$  m,  $\sigma = -40,4$  Mpa



Rys.10. Wykresy częstotliwości drgań płaskownika  $f = f_i(\sigma)$  dla  $l_{p/6} = 0,04$  m

Fig.10. Plots of flat vibration frequency  $f = f_i(\sigma)$  for  $l_{p/6} = 0,04$  m

Na rysunku 10 przedstawiono wykresy poszczególnych wartości średnich arytmetycznych z czterech pomiarów częstotliwości  $f_{sr1} + f_{sr6}$  kolejnych dominujących amplitud oraz wykres częstotliwości drgań pierwszej mody  $f_{obl}$ , obliczonej ze wzoru (1), w funkcji naprężenia  $\sigma$ .

Czułość obliczeniowa

$$S_{obl/6} = \frac{\Delta f_{obl/6}}{\Delta \sigma} = \frac{5980 - 5874}{62,8} = 1,69 \text{ Hz/MPa},$$

dla sześciu podpór ( $l_{p/6} = 0,04 \text{ m}$ ) jest ok. 2,2 razy większa niż czułość  $S_{w/6}$  wyznaczona doświadczalnie na podstawie charakterystyki  $f_{w1}$

$$S_{w/6} = \frac{\Delta f_{w1}}{\Delta \sigma} = \frac{328 - 280}{62,8} = 0,76 \text{ Hz/MPa}.$$

#### 4. WNIOSKI

Z przeprowadzonych pomiarów i obliczeń wynika, że pomiary naprężenia osiowego metodą analizy częstotliwości poprzecznych drgań własnych obiektu zapewniają dużą dokładność, gdy smukłość  $\lambda$  badanego obiektu jest większa niż 120. W przypadku badania pręśła o długości  $l_{p/2} = 0,2 \text{ m}$  (płaskownik modelu przymocowany do 2 podpór), smukłość pręśła zgodnie ze wzorem (3) wynosi

$$\lambda_{p/2} = l_{p/2} \sqrt{S_p / I_{yy}} = 0,2 \sqrt{40 \cdot 10^{-6} / 53,3 \cdot 10^{-12}} = 173.$$

Wyniki pomiarów częstotliwości, a tym samym naprężenia osiowego, są jednoznaczne (patrz rys.2 i rys.6).

Gdy smukłość  $\lambda$  obiektu wynosi  $50 < \lambda < 120$ , to pomiary naprężenia osiowego mogą być obarczone większym błędem, wynikającym z trudności jednoznacznego pomiaru częstotliwości drgań obiektu, ponieważ widmo amplitudowo-częstotliwościowe ma kilka częstotliwości o dużych wartościach amplitudy drgań (patrz rys.7). Na przykład badając pręśło modelu o długości  $l_{p/4} = 0,12 \text{ m}$  (badany płaskownik przymocowany do czterech skrajnych podpór) stwierdzamy, że smukłość pręśła wynosi

$$\lambda_{p/4} = l_{p/4} \sqrt{S_p / I_{yy}} = 0,12 \sqrt{40 \cdot 10^{-6} / 53,3 \cdot 10^{-12}} = 103.$$

Gdy smukłość  $\lambda$  obiektu jest mniejsza niż 50 ( $\lambda < 50$ ), to wyniki pomiarów częstotliwości poprzecznych drgań obiektu mogą być niejednoznaczne, ponieważ widmo amplitudowo-częstotliwościowe ma kilka częstotliwości o porównywalnych wartościach amplitudy drgań (patrz rys.9). W przypadku badania pręśła o długości  $l_{p/6} = 0,04 \text{ m}$  (płaskownik przymocowany do sześciu podpór, co stanowi fizyczny model szyny kolejowej typu S49 przymocowanej do podkładów), smukłość pręśła wynosi

$$\lambda_{p/6} = l_{p/6} \sqrt{S_p / I_{yy}} = 0,4 \sqrt{40 \cdot 10^{-6} / 53,3 \cdot 10^{-12}} = 35.$$

W tym przypadku smukłość  $\lambda_{p,6} = 35$  przęśła płaskownika jest zbliżona do smukłości  $\lambda = 29,3$  przęśła szyny S49 przymocowanej do podkładów odległych o  $l = 0,66$  m. Czułość przy badaniu szyny S49 w zakresie naprężenia rozciągającego -  $55 < \sigma < 0$  MPa podana w artykule [3] wynosi  $S = 0,3$  Hz/MPa, jest ok. 2,5 razy mniejsza niż czułość przęśła płaskownika o długości  $l_{p,6} = 0,04$  m.

Metrologiczne właściwości zaprojektowanego i wykonanego zmodyfikowanego fizycznego modelu szyny typu S49 są zbliżone do metrologicznych właściwości modelu odcinka rzeczywistego toru kolejowego zbudowanego z szyn typu S49, którego konstrukcję i wyniki badań opisano w artykule [3].

## LITERATURA

1. Albrecht W.G.: Tor bezстыkowy. WKiŁ, Warszawa 1986.
2. Parchański J.: Pomiary naprężenia metodą analizy częstotliwości drgań swobodnych. ZN Pol. Śl., ser. Elektryka, z. 136, Gliwice 1994.
3. Parchański J.: Pomiary naprężenia osiowego w szynach kolejowych metodą analizy częstotliwości drgań swobodnych. ZN Pol. Śl., ser. Elektryka, z. 144, Gliwice 1995.
4. Wójcik P.: Pomiary metodą częstotliwościową naprężenia osiowego modelu szyny kolejowej. Praca dyplomowa. Katedra Metrologii i Automatyki Elektrotechnicznej, Pol. Śl., Gliwice 1995.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy Jaskulski

Wpłynęło do Redakcji dnia 15 lutego 1996 r.

### Abstract

The investigation results of the rail S49 physical model made in 1993 were presented in the paper [2]. These results differed considerably from the results of vibration measurement of the rail S49 fixed to the cross-ties which were presented in the paper [3]. It was obvious that a modified (improved) physical model should be worked out in order to achieve compatibility of metrological properties of this model and the tested rail.

The modified model has been designed under the additional assumption of the same slendernesses of the tested rail span  $\lambda$  (eg.2) and the flat span (modified physical model of the rail)  $\lambda_p$  (Eg.3), i.e.  $\lambda = \lambda_p$ .

Influence of the following factors: the value of energy exciting vibrations, the point of hitting the model with a beater and the beater material (steed, wood, hard rubber) on the transverse vibration frequency of the rail has been investigated. Influence of additional supports (modelling protruding stones) spaced incidentally under the rail has been taken into account as well.

Basing on the investigation results a steel flat with section  $4 \times 10 \text{ mm}^2$  and 1 m long has been chosen as the modified, physical model of the rail S49 fixed to the cross-ties. The flat has been fixed to the board (modelling the subsoil) by means of the wooden supports (modelling the cross-ties) and the steel clamping rings (modelling the steel rail joint bars) — Fig. 1. The specified stress values have been given by means of the screw gear 7. The test results have been presented in Figs. 2÷10.

The made investigations show that the axial stress measurements by the method of analysis of the object own, transverse vibration frequency are accurate if the slenderness  $\lambda$  of the tested object is greater than 120 ( $\lambda > 120$ ). If  $50 < \lambda < 120$  then the measurement results can be obtained with an error caused by difficulty in explicit measurement of the object vibration frequency values. If the slenderness  $\lambda < 50$  then the method of axial stress determination by means of transverse vibration frequency measurement cannot be applied.

The investigations have confirmed that the metrological properties of the rail modified, physical model and the rail S49 are almost the same.