

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TRZĘŚĆ. Mierzejewski H. O drganiach w obrabiarkach do metali (dok.). — Zubko J. Drogi betonowe (c. d.). — Powierza B. Pierwszy związek specjalny dla budowy, uprzemysłowienia i wykorzystania linii kolejowej Warszawa-Rawa-Tomaszów. — Nowa frezarka półautomatyczna. — Przegląd wydawnictw zawodowych. — Związki i Stowarzyszenia techniczne. — Kronika.

Z 8-ma rysunkami w tekście.

## O DRGANIACH W OBRABIARKACH DO METALI.

Podał Henryk Mierzejewski, prof. Politechniki Warszawskiej.

(Dokończenie do str. 69 w № 13 r. b.)

3. Koniec  $x=0$  zamocowany, koniec  $x=1$  swobodny.

Warunki brzegowe są następujące:

$$\text{Koniec } x=0 \quad \zeta=0 \quad \frac{\partial \zeta}{\partial x}=0$$

$$\text{Koniec } x=1 \quad \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2}=0 \quad \frac{\partial^3 \zeta}{\partial x^3}=0$$

$$\varphi(0)=0 \quad \varphi'(0)=0 \quad \varphi''(1)=0 \quad \varphi'''(1)=0.$$

Postępując tak samo jak poprzednio, otrzymamy bez trudności równanie przestępne:

$$\cos h s \cdot \cos s = -1 \quad (7),$$

którego pierwiastki według Rayleigh'a posiadają wartości:

$$s_1=1,8751; \quad s_2=4,6947; \quad s_3=7,8548; \quad s_4=10,9955; \\ s_5=14,1872; \quad s_6=17,2788.$$

4. Oba końce podparte.

Warunki brzegowe są następujące:

$$\text{Koniec } x=0 \quad \zeta=0 \quad \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2}=0 \quad \varphi(0)=0 \quad \varphi''(0)=0$$

$$\text{Koniec } x=1 \quad \zeta=0 \quad \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2}=0 \quad \varphi(1)=0 \quad \varphi''(1)=0.$$

Otrzymujemy równania wyznaczające  $A, B, C$  i  $D$ :

$$\varphi(0)=A \quad +C \quad =0$$

$$\frac{1}{s^2} \varphi''(0)=A \quad -C \quad =0$$

$$\varphi(1)=A \cos h s + B \sin h s + C \cos s + D \sin s = 0$$

$$\frac{1}{s^2} \varphi''(1)=A \cos h s + B \sin h s - C \cos s - D \sin s = 0.$$

Z dwóch pierwszych wynika, że  $A=C=0$ . O ile pomiemy rozwiązanie banalne  $B=D=0$  pozostaje, że:

$$\sin s = 0 \quad (8).$$

skąd mamy  $s_1=\pi; \quad s_2=2\pi; \quad s_3=3\pi; \quad s_4=4\pi$  i t. d.

Z punktu widzenia zastosowań najważniejszym zadaniem jest wyznaczenie liczby drgań prostych i najpowszechniejszych w wymienionych czterech wypadkach zamocowania belki. Pomijam więc wyznaczanie węzłów drgań, które jest zresztą zagadnieniem prostym. Zaznaczę jedynie, że ogólne rozwiązanie równania (1) o pochodnych cząstkowych przedstawię w postaci następującego szeregu:

$$\varphi = \sum_1^{\infty} \varphi_i(x) [\alpha_i \cos n_i t + \beta_i \sin n_i t] \quad (9).$$

przyczem  $n_i = s_i^2 \sqrt{\frac{Eh^2}{12\varepsilon}}$ , gdzie  $s_i$  są kolejnymi wartościami

pierwiastków odpowiednich równań przestępnych (5), (7) i (8),  $\alpha_i$  i  $\beta_i$  są dowolnymi stałymi, zaś  $\varphi_i(x)$  otrzymuje się z równania (3) przez wprowadzenie  $s_i$  na miejsce  $s$  i przez wyrugowanie trzech z czterech współczynników  $A, B, C, D$  za pomocą równań wynikających z warunków brzegowych np. równań (4).

Okres drgań własnych belki o długości  $l=1$  przedstawiamy w tych warunkach wzór:

$$T = \frac{2\pi}{s_1^2} \sqrt{\frac{12\varepsilon}{Eh^2}}.$$

O ile długość belki przyjmiemy  $l$ , wzór poprzedni przyjmie kształt:

$$T = \frac{2\pi l^2}{s_1^2} \sqrt{\frac{12\varepsilon}{Eh^2}} \quad (10),$$

gdyż, jak to czytelnik z łatwością sprawdzić może, zamiana granic całkowania z  $0-1$  na  $0-l$  wywołuje konieczność zamiany  $s$  na  $s/l$  w równaniu przestępnym. Należy zauważyć, że wszystkie jednostki są wyrażone w mierze bezwzględnej i dlatego aby otrzymać  $E_{fiz}$ , należy  $E_{techn}$  wyrażone w  $kg/cm^2$  pomnożyć przez  $981 \cdot 10^3$ . W zastosowaniach dobrze

jest pamiętać niekiedy, że wyrażenie  $c = \sqrt{\frac{E}{\varepsilon}}$  przedstawia prędkość rozchodzenia się fal dźwiękowych w danym ośrodku. Wyrażając  $h$  w  $cm$  i  $\varepsilon$  w  $gr./cm^3$ , otrzymamy  $T$  w sekundach.

Wzór powyższy dotyczy drgań belki prostokątnej. Jak widzimy z wzoru (10), częstość drgań nie zależy od szerokości, lecz jedynie od wysokości belki. Wzór ten można uogólnić tak, że obejmuje on dowolne przekroje belek. Oznaczając przez  $J$  moment bezwładności przekroju belki w  $cm^4$ , zaś przez  $F$  przekrój belki w  $cm^2$  otrzymamy:

$$T = \frac{2\pi l^2}{s_1^2} \sqrt{\frac{\varepsilon F}{EJ}} \quad (11).$$

Przejdźmy obecnie do zastosowań tych wzorów w obrabiarkach.

Taylor w swej pracy o skrawaniu metali daje radę, aby podtrzymywać wałek w odpowiednich okularach z chwilą, gdy długość wałka przekracza 12 razy jego średnicę. Sprawdźmy, czy ta rada może być usprawiedliwiona z punktu widzenia ścisłej teorii. W tym celu we wzorze (11) podstawmy  $l=12d$ , dalej  $F=\pi d^2/4$ , wreszcie  $J=\pi d^4/64$ . Ze względu na rodzaj zamocowania stosujemy tu wzór odpowiadający wypadkowi 4-mu czyli przyjmujemy, że  $s_1=\pi$ . Otrzymamy:

$$T = \frac{2\pi \cdot (12d)^2}{\pi^2} \sqrt{\frac{7,8 \cdot \pi d^2 \cdot 64}{4 \cdot 981 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot \pi d^4}} = 0,000716d \quad (12),$$

skąd znowu  $n_{sek} = 1400:d$ , gdzie średnica  $d$  jest wyrażona w  $cm$ .

Przyjmijmy obecnie, że przy toczeniu wałka stalowego strzałka ugięcia nie ma przewyższać  $0,1 mm = 0,01 cm$ . Rzecz prosta, że będzie to toczenie dokładne drobnym wiórkiem. Podstawiając we wzór  $i = 0,01 = Pl^3:48 EJ$  poprzednie wartości otrzymamy, że  $P = 27,25 d$ . Przyjmując, że opór właściwy, skrawania stali wynosi około  $120 kg/mm^2$ , otrzymamy, że dopuszczalny przekrój wióra wyniesie w tych warunkach  $0,23 d$ , gdzie  $d$  jest wyrażone w  $cm$ , a przekrój w  $mm^2$ .

Średnica wałka . . . . .	mm	30	50	80	100
Długość wałka . . . . .	mm	360	600	960	1200
Liczba wahnięć własnych na sek. . .		466	280	175	140
Przekrój wióra . . . . .	mm <sup>2</sup>	0,7	1,22	1,8	2,3
Przypuszczalny odstęp między- płytkowy na obwodzie . . .	mm	0,8	1,2	1,5	1,8
Przypuszczalna prędk. toczenia m/min.		25	20	15	12
Liczba impulsów na sekundę . . .		520	278	166	112

Niewątpliwie w wyznaczaniu przypuszczalnego odstępu odpowiadającego karbom na wałku, powstającym w chwili odłupywania wióra, istnieje duża dowolność. Niemniej jednak z przytoczonego materiału warsztatowiec, umiejący orjentować się we wzajemnej zależności posuwu, głębokości skrawania i prędkości, przewidujący kształt wióra na podstawie tych czynników skrawania, dochodzi do przekonania, że warunki sprzyjają powstawaniu drgań i że wprost trudno ich uniknąć. Gdybyśmy umieli wykryć zależność pomiędzy posuwem a odstępami, w jakich tworzą się na obwodzie płytki wiórowe, zadanie byłoby prawdopodobnie zupełnie określone i umielibyśmy od razu odpowiedzieć, czy będą zachodziły drgania. Z drugiej strony materiał przytoczony świadczy o tem, że nie zawsze przy długości wałka równej 12*d* drgania zachodzą i że dobierając odpowiednio wiór można ich uniknąć.

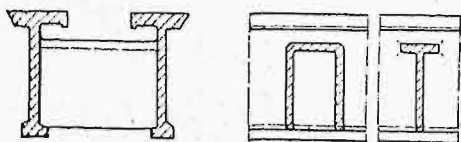
Jeśli pręt obtaczany jest zamocowany z jednej tylko strony, jak to ma miejsce w większości robót rewolwerowych, można się spodziewać rezonansu przy jeszcze mniejszych długościach wałka, niż w przykładzie poprzedzającym. Zdaje mi się, że doświadczenia nad drganiami prętów, jakie mogą mieć miejsce podczas typowych robót na tokarkach rewolwerowych posiadałyby znaczenie praktyczne. Polegałyby one na znormalizowaniu posuwów i wyznaczeniu odstępów międzypłytkowych na obwodzie toczzonego pręta, wreszcie na porównaniu zaobserwowanej i obliczonej liczby krytycznej obrotów pręta.

Przejdźmy obecnie do drgania łóż tokarek. Porównanie współczynników odpowiadających przypadkowi pierwszemu i czwartemu  $s_1 = 4,73$  i  $s_1 = 3,14$  wskazuje, że sposób zamocowania belki, za jaką można uważać łożo tokarki, posiada pierwszorzędny wpływ na częstość drgań własnych. Jeśli tokarka posiada nogi skrzynkowe (rys. 12), można uważać, że belka jest zamocowana w obu końcach. Zwykle nogi tokarki nie dają tej gwarancji i przy obliczaniu drgań własnych należy przyjąć, że belka jest jedynie podparta w obu końcach. Niezależnie od tego można przyjąć, że długość belki przy nogach skrzynkowych jest krótsza. Tym sposobem stosunek częstości drgań własnych łoża na nogach skrzynkowych i zwykłych jest następujący:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{l_2^2 \cdot (4,73)^2}{l_1^2 \cdot (3,14)^2} = 2,26 \frac{l_2^2}{l_1^2}.$$

Widzimy z tego, że sztywność łoża na nogach skrzynkowych jest bez porównania większa, niż na zwykłych.

Łoże tokarki można uważać za belkę o przekroju jednostajnym (rys. 13). Żebra poprzeczne, o ile posiadają kształt litery T, zapobiegają wchrowaniu i wybaczaniu łoża, jednak nie usztywniają łoża pod względem drgań. Inaczej rzecz się ma z poprzeczkami skrzynkowymi, które usztywniają łożo. Jaki wpływ ma to na częstość drgań własnych belki—nie wiemy. W obliczeniach wyżej podanych pomijaliśmy wpływ poprzeczek w łożu.



Rys. 13.

Na podstawie danych z praktyki angielskiej konstrukcji tokarek<sup>1)</sup>, jak również i z praktyki warszawskiej fabryki Gerlacha i Pulsta, ustaliłem normalne wymiary łóż tokarek średniej wielkości i ciężkości, w zależności od wysokości ostrzy. Długość łoża od nogi do nogi przyjąłem przytem maksymalną. Załączona tablica zawiera przekrój

<sup>1)</sup> Nicolson. Lathe Design. str. 319.

łoża w  $cm^2$ , następnie moment przekroju łoża  $J$  w  $cm^4$ , wreszcie liczbę drgań własnych łoża. Zakładamy, że łożo jest podparte, a nie zamocowane w końcach.

Wysokość ostrzy $mm$ . . .	150	200	250	300	350	400
Długość odstępu łoża $mm$ . . .	1500	2000	2500	3000	3500	4000
Przekrój łoża $cm^2$ . . .	116	148	199	248	289	335
Moment przekr. łoża $cm^4$ . . .	8500	15825	23750	36125	48700	66000
Liczba drgań własnych na sekundę . . . . .	220	144	102	77	61	50

Wiedząc w jakich odległościach odłupują się płytki wiórowe i znając prędkość toczenia możnaby odpowiedzieć, czy zjawisko rezonansu zachodzić może w danych warunkach toczenia.

Na zakończenie wspomnę o drganiach tarcz tokarek tarczowych i karuzelowych oraz stołów strugarek podłużnych. Kirchhoff i Voigt dali teorię ogólną drgań tarczy okrągłej i prostokątnej o stałej grubości. Kirchhoff wyjaśnił przytem, że tarcza okrągła posiada dwa układy węzłów drgań: jednym są koła spółśrodkowe, drugim pewne promienie. Voigt za pomocą metod elementarnych obliczał drgania płyty prostokątnej, której dwie krawędzie są podparte, dwie zaś inne swobodne. W obrabiarkach nie mamy do czynienia z płytami jednostajnej grubości, lecz z płytami wzmocnionymi zapomocą układu żeber. Tak tarcze tokarek usztywnia się zapomocą żeber pierścieniowych i promieniowych. Stoły strugarek posiadają żebra podłużne i poprzeczne. Obliczenie częstości drgań płyt tego typu niepodobna. Modele małe tych płyt możnaby jednak zbadać doświadczalnie, otrzymawszy wyniki pozwalające wnioskować o dużych płytach.

## DROGI BETONOWE.

Napisał J. Zubko, inż.

(Ciąg dalszy do str. 71 w № 13 r. b.)

Ilość form potrzebną do prowadzenia robót można określić na 100 metrów bieżących. W razie użycia betoniar ki specjalnie skonstruowanej do budowy dróg betonowych potrzebna ilość form jest dwa razy większa.

Przed betonowaniem łożo drogi musi być zmoczone wodą, co jest potrzebne ze względu, że sucha ziemia pochłaniałaby wilgoć ze świeżo zmoczonego betonu, który straciłby



Rys. 5. Betonowanie drogi.

wtedy możność wiązania się. Ilość wody potrzebna do poliwania zmienia się w zależności od rodzaju ziemi i wilgotności obecnej.

Przy wzmacnianiu betonu zapomocą siatki żelaznej należy tę ostatnią ułożyć przed zalaniem betonu; przytem trzeba uważać, aby siatka zajęła właściwe miejsce w powłoce betonowej, co najlepiej jest uskutecznić przez umocowanie siatki na szpilkach żelaznych, wbitych w ziemię lub ułożenie na kamieniach, poczem przystępuje się do betonowania (rys. 5).