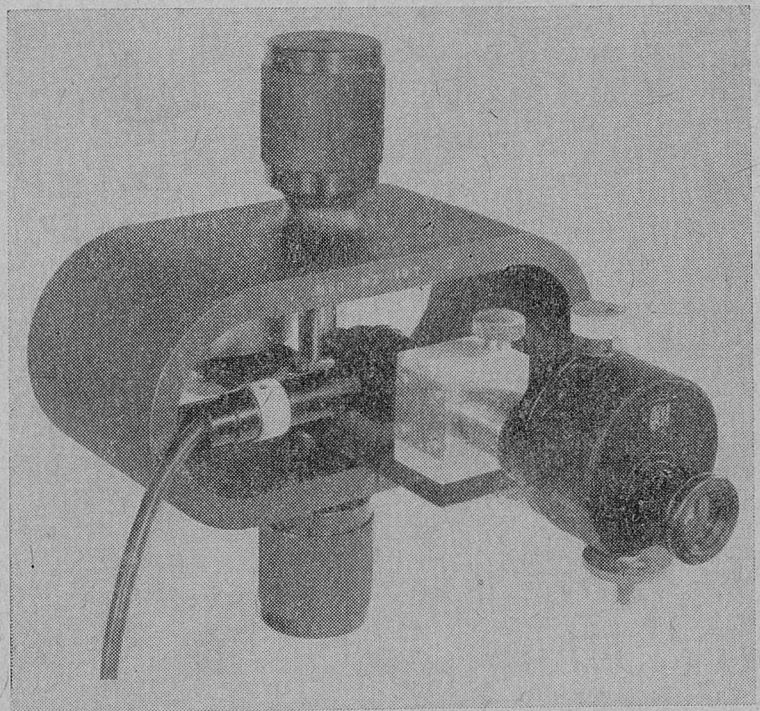


PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



Sprężysty dynamometr ze skalą mikrometryczną i mikroskopem.

ROK XII

LUTY 1953



ZESZYT 2

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

SPIS TREŚCI ZESZYTU 2/53

ARTYKUŁY GŁÓWNE

	str.
Mgr inż. Alfred Rachalski — O pewnym błędzie konstrukcyjnym, który spowodował katastrofę dźwigu	45
Geometryczne obliczanie i konstrukcja przekładni stożkowych hypoidalnych — inż. W. Natanson	50
Dr inż. Adam Kreglewski — Bezpośredni napęd lokomotyw spalinowych	55
Przełączniki elektryczne przy obrabiarkach i bezpieczeństwo pracy — W. K.	60
Inż. Jerzy Mikoszewski — Sprawdzanie maszyn wytrzymałościowych	61
Prof. dr inż. Wacław Moszyński — Spiętrzenia naprężeń wywołane współdziałaniem karbów (dokończenie)	65
Inż.-mech. Andrzej Styrzula — Uwagi o wytwarzaniu przepon do manometrów	70
Objaśnienie przyczyny powstawania podcięcia zębów ewolwentowych — inż. Eustachy Gutkowski	75
Mgr inż. Zygmunt Wójcik — Podstawy rozwoju metalografii w ciągu ostatnich 25 lat	76
Młotki spalinowe — J. St. K.	81

PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ

Obliczanie sprawności mechanizmów różnicowych metodą przesunięcia sił — L. S.	83
Badania nad zwiększeniem wytrzymałości wału korbowego silnika trakcyjnego przez wałeczowanie zaokrągłeń przejściowych — L. S.	83
Szybkościowe szlifowanie metali — L. S.	84
Wtryskiwacz Ricardo-Pintaux — J. St. K.	84
Obrotowa suwnica mostowa — W. L.	85
Prostownica do żelaza profilowego — W. L.	85
Stop łożyskowy o osnowie cynkowej — W. K.	85

BIBLIOGRAFIA

KRONIKA

Do zeszytu załączony jest Biuletyn Instytutu Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem, str. 2.

W NASTĘPNYM ZESZYCIE

ukaza się m. in. artykuły

- Zamienność częściowa czyli procentowa.
- Uwagi w sprawie przekładni globoidalnych.
- Badania pełzania i grafityzacji rur kotłowych.
- Metody badania zużycia części silników spalinowych.
- Konstrukcja żurawi samojezdnych na podwoziu ogumionym.
- Obliczanie optymalnych parametrów konstrukcyjnych turbin gazowych.
- Problemy konstrukcyjne kotłów parowych na ciekłe odżuzłanie.
- Głębokie tłoczenie bez pierścieni ciagowych.

WARUNKI PRENUMERATY

Prenumerata normalna

Kwartalna	zł 27.—
półroczna	„ 54.—
roczna	„ 108.—

Zgłoszenia przyjmują wyłącznie urzędy pocztowe oraz listonosze wiejscy i miejscy. Termin zgłoszenia prenumeraty upływa z dniem 15 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

Prenumerata ulgowa

(½ ceny prenum. norm.)

Z prenumeraty ulgowej mogą korzystać członkowie stowarzyszeń technicznych NOT, członkowie klubów racjonalizacji i techniki oraz studenci szkół wyższych. Zgłoszenia (tylko zbiorowe) przez oddziały wojewódzkie NOT oraz koła naukowe studentów przyjmuje PPK „Ruch” Warszawa, ul. Srebrna 12, Centralna Ekspedycja, po uprzednim wpłaceniu należności na konta PKO Nr I-14000/110.

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

REDAKCJA: WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 8-95-10 w. 48

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 10-62-26

O pewnym błędzie konstrukcyjnym, który spowodował katastrofę dźwigu

621.87:621.8.031

Mgr inż. ALFRED RACHALSKI

W przybliżonych obliczeniach ogromnej większości wciągarek, szczególnie tych, które omawia literatura dźwigowa, pomija się, nie bez uzasadnienia, wzrost obciążeń występujący podczas hamowania. Dla pewnych typów wciągarek takie pominięcie jest niedopuszczalne.

Artykuł zawiera: 1. Wyznaczenie wzrostu obciążeń oraz ich rozkładu dla różnych przypadków. — a) dla typowej wciągarki, b) dla wciągarki specjalnej zastosowanej na dźwigu, który uległ katastrofie. 2. Analizę przyczyn tego faktu, że we wciągarence specjalnej wzrosty obciążeń były kilkanaście razy większe niż podobne wzrosty we wciągarence typowej. 3. Omówienie sposobów uniknięcia nadmiernych wzrostów obciążeń dynamicznych na poszczególnych członach układu ruchomego wciągarki ze specjalnym uwzględnieniem tych członów, których obciążenia przenoszą się na ustrój dźwigu.

1. Wstęp

Znamienną cechą maszyn dźwigowych jest ich ruch przerywany a więc składający się z ustawicznych rozruchów i hamowań poprzedzielanych okresami ruchu ustalonego i spoczynku. W czasie ruchu nieustalonego, obciążenia występujące w poszczególnych miejscach mechanizmu dźwigowego mogą się znacznie różnić od obciążeń, które istnieją przy ruchu ustalonym.

Miarą przeciążenia mechanizmu dźwigowego w dowolnym jego miejscu podczas rozruchu lub hamowania jest *przeciążenie względne*, tj. stosunek występującego tam wówczas obciążenia do obciążenia w okresie ruchu ustalonego (por. artykuł prof. dr inż. A. Piątkiewicza w Przeglądzie Mechanicznym 1951 str. 237 ÷ 245). Należy pamiętać, że w jednym i tym samym mechanizmie przeciążenia względne mogą zależeć: 1) od miejsca dla którego zostały określone, 2) od tego czy dotyczy rozruchu czy też hamowania, 3) wreszcie od tego przy których kierunkach ruchu wyznaczono obciążenia określające względne przeciążenie mechanizmu.

Ogólnie biorąc wielkość przeciążenia względnego może przybierać wartości zarówno mniejsze jak i większe od jedności. Jeżeli wartość przeciążenia względnego jest mniejsza od jedności oznacza to, że mamy do czynienia z przypadkiem, gdy obciążenie podczas ruchu nieustalonego jest mniejsze niż przy ruchu ustalonym. W praktyce inżynierskie są jedynie wartości przeciążeń względnych większe od jedności, ponieważ wskazują one na powstawanie podczas ruchu nieustalonego obciążeń, wg których należy obliczać dźwignicę.

Wspomniana w tytule katastrofa dźwigu polegała na złamaniu wysięgnika w nowym żurawiu podczas prób od-

biornych w chwili hamowania opuszczanego nosiwa o ciężarze równym udźwigowi. W obliczeniach ustroju żurawia pominięto siły masowe występujące w czasie podnoszenia i opuszczania nosiwa. Ze względu na warunki próby (brak wiatru, opuszczanie nosiwa bez jednoczesnego obracania żurawia) oraz zaliczenie ustroju żurawia do III kategorii wg DIN 120, nasuwał się wniosek, że o ile pominięcie sił masowych miało być jedyną przyczyną katastrofy, to siły te musiałyby kilkakrotnie przewyższać obciążenie statyczne równe udźwigowi.

Tak znaczne siły masowe nie występują w typowych układach mechanizmu wciągarek szczególnie podczas hamowania. Na dowód tego zbadamy wielkość i rozkład przeciążeń względnych występujących podczas rozruchu i hamowania w typowym układzie wciągarki tj. takim, który jest związany z silnikiem elektrycznym, a podczas hamowania cały pozostaje w ruchu. Następnie znajdziemy przeciążenia względne, które występowały podczas hamowania we wciągarence uszkodzonego dźwigu i zanalizujemy przyczyny powstawania tam bardzo znacznych przeciążeń.

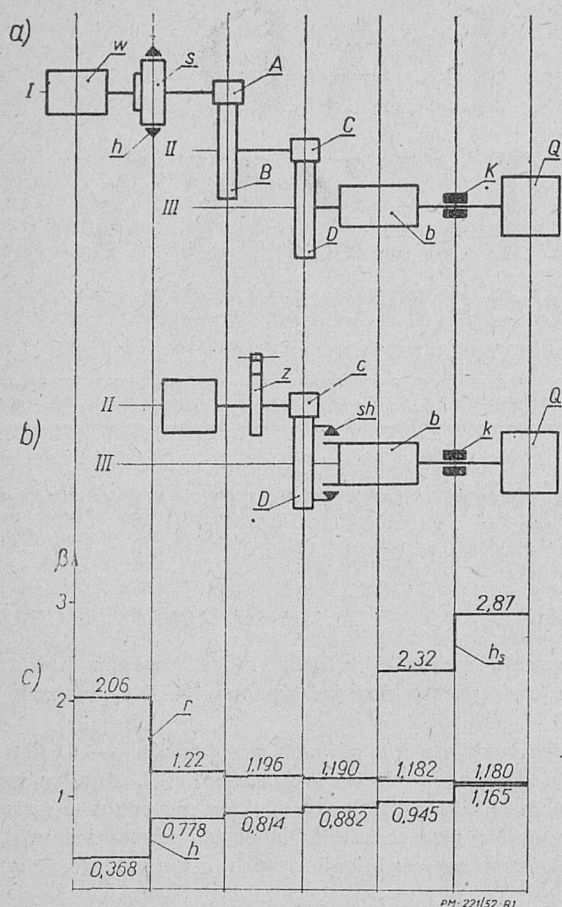
2. Wyznaczenie przeciążeń względnych w typowo zbudowanej wciągarence

Wielkość wciągarki dobrano stosownie do założeń eksploatacyjnych uszkodzonego dźwigu, który miał podnosić chwytnikiem nosiwo o łącznym ciężarze $Q = 8t$ z szybkością $v_p = 80 \text{ m/min}$.

a) Charakterystyka wciągarki (rys. 1a)

Silnik: SSW 2271-10 $N_{zn} = 197 \text{ KM}$; $n = 580 \text{ obr/min}$;

$PW = 40\%$; $GD^2 = 42 \text{ kGm}^2$, $\frac{M_{max}}{M_{zn}} = 2,2$;



Rys. 1.

Sprzęgło: tarcza mniejsza — $D_{sm} = 0,5 \text{ m}$; $G_{sm} = 100 \text{ kG}$; tarcza większa — $D_{sw} = 0,8 \text{ m}$; $G_{sw} = 200 \text{ kG}$.

Dwustopniowa przekładnia

Koła	i	m mm	D mm	G kG
A	4	8	160	30
B			640	125
C	3,44	12	192	42
D			660	150

Przełożenie całkowite: $i_c = i_{AB} \cdot i_{CD} = 4 \cdot 3,44 = 13,76$

Bęben: $D_b = 0,6 \text{ m}$; $G_b = 700 \text{ kG}$. Dwie liny schodzące z bębna przewijają się przez trzy pary krążków umieszczonych na ustroju żurawia. Do końców lin uwieszony jest chwytak z nosiwem.

Momenty bezwładności¹⁾ i sprawności elementów układu:

- | | |
|-----------------------|---|
| 1 — wirnik | $J_{wv} = 1,07 \text{ kGmsek}^2$; $\eta_{wv} \approx 1$ |
| 2 — sprzęgło | $J_s = 2,25 \text{ kGmsek}^2$; $\eta_s \approx 1$ |
| 3 — koła zębate A, B: | $J_A = 0,01 \text{ kGmsek}^2$; $J_B = 0,78 \text{ kGmsek}^2$; $\eta_{AB} \approx 0,962$ |
| 4 — koła zębate C, D: | $J_C = 0,02 \text{ kGmsek}^2$; $J_D = 1,00 \text{ kGmsek}^2$; $\eta_{CD} = 0,962$ |
| 5 — bęben | $J_b = 5,00 \text{ kGmsek}^2$; $\eta_b = 0,960$ |
| 6 — krążki linowe | J_k — pominięte; $\eta_k = 0,900$ |

¹⁾ Obliczono wg Poradnika Technicznego „Mechanika” t. IV, cz. 3, str. 198 ÷ 201.

7 — nosiwo

$$J_Q = \frac{QD_b^2}{4g} = 73,4 \text{ kGmsek}^2;$$

$$\eta_Q = 1$$

Sprawność całkowita układu:

$$\eta = \eta_{AB} \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_b \cdot \eta_k = 0,962^2 \cdot 0,96 \cdot 0,90 = 0,8$$

Hamowanie układu odbywa się tylko za pomocą hamulca mechanicznego „h” obchwytyjącego większą tarczę sprzęgła.

b) Momenty oporu ruchu roboczego podczas podnoszenia nosiwa

Człon	6—7	5—6	4—5	3—4	2—3	1—2
M_u kGm	2400	2670	2780	840	218	218

c) Momenty oporu ruchu roboczego podczas opuszczania nosiwa

Człon	6—7	5—6	4—5	3—4	2—3	1—2
M'_u kGm	2400	2160	2080	580	139,5	139,5

d) Maksymalny moment silnika podczas rozruchu

$$M_{zn} = 71620 \frac{N_{zn}}{n} = 71620 \frac{197}{580} = 244 \text{ kGm}.$$

$$M_{max} = m \cdot M_{zn} = 2,2 \cdot 244 = 537 \text{ kGm}.$$

e) Przyspieszenie kątowe na wałkach I, II i III

Przyspieszenie kątowe na wale I

$$\epsilon_I = \frac{\sum M_{dyn}^I r}{I_{zr}^I}$$

gdzie:

$\sum M_{dyn}^I r$ — suma momentów dynamicznych zredukowanych na wał I,

I_{zr}^I — zastępczy moment bezwładności wszystkich ruchomych mas układu sprowadzonych na wał I.

Momenty dynamiczne podczas rozruchu w okresie podnoszenia wywołane są nadwyżką momentu maksymalnego nad momentem oporu ruchu roboczego, która idzie na przyspieszenie ruchu układu.

$$\sum M_{dyn}^I r = M_{max} - (M_u)_{12} = 537 - 218 = 319 \text{ kGm}.$$

$$\begin{aligned}
 I_{zr}^I &= I_w + I_s + I_A + \frac{I_B}{i_{AB}^2 \cdot \eta_{AB}} + \frac{I_C}{i_{AB}^2 \cdot \eta_{AB}} + \\
 &+ \frac{I_D}{(i_{AB} \cdot i_{CD})^2 \cdot \eta_{AB} \cdot \eta_{CD}} + \frac{I_b}{(i_{AB} \cdot i_{CD})^2 \cdot \eta_{AB} \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_b} + \\
 &+ \frac{I_Q}{(i_{AB} \cdot i_{CD})^2 \cdot \eta_{AB} \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_b \cdot \eta_k} = \\
 &= 1,07 + 2,25 + 0,01 + \frac{0,78}{4^2 \cdot 0,962} + \frac{0,02}{4^2 \cdot 0,962} + \\
 &+ \frac{1,00}{(4 \cdot 3,44)^2 \cdot 0,962^2} + \frac{5,00}{(4 \cdot 3,44)^2 \cdot 0,962^2 \cdot 0,96} + \\
 &+ \frac{73,4}{(4 \cdot 3,44)^2 \cdot 0,962^2 \cdot 0,96 \cdot 0,90} = 3,90 \text{ kGm sek}^2. \\
 \epsilon_I &= \frac{319}{3,90} = 81,8 \text{ rad/sek}^2.
 \end{aligned}$$

Przyspieszenie kątowe na wale II

$$\varepsilon_{II} = \frac{\varepsilon_I}{i_{AB}} = \frac{81,8}{4} = 20,45 \text{ rad/sek}^2.$$

Przyspieszenie kątowe na wale III

$$\varepsilon_{III} = \frac{\varepsilon_{II}}{i_{CD}} = \frac{20,45}{3,44} = 5,94 \text{ rad/sek}^2.$$

f) Momenty dynamiczne podczas rozruchu

$$(M_{dyn r})_{12} = [\mathcal{J}_{zr}^I - \mathcal{J}_w] \cdot \varepsilon_I = [3,90 - 1,07] \cdot 81,8 = 231,5 \text{ kGm};$$

$$(M_{dyn r})_{23} = [\mathcal{J}_{zr}^I - \mathcal{J}_w - \mathcal{J}_s] \cdot \varepsilon_I = [3,90 - 1,07 - 2,25] \cdot 81,8 = 47,7 \text{ kGm};$$

$$(M_{dyn r})_{34} = \left[\mathcal{J}_C + \frac{\mathcal{J}_D}{i_{CD}^2 \cdot \eta_{CD}} + \frac{\mathcal{J}_b}{i_{CD}^2 \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_b} + \frac{\mathcal{J}_Q}{i_{CD}^2 \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_b \cdot \eta_k} \right] \cdot \varepsilon_{II} = \left[0,02 + \frac{1,00}{3,44^2 \cdot 0,962} + \frac{5,00}{3,44^2 \cdot 0,962 \cdot 0,96} + \frac{73,4}{3,44^2 \cdot 0,962 \cdot 0,96 \cdot 0,90} \right] \cdot 20,45 = 164,2 \text{ kGm};$$

$$(M_{dyn r})_{45} = \left[\frac{\mathcal{J}_b}{\eta_b} + \frac{\mathcal{J}_Q}{\eta_b \cdot \eta_k} \right] \cdot \varepsilon_{III} = \left[\frac{5,00}{0,96} + \frac{73,4}{0,96 \cdot 0,90} \right] \cdot 5,94 = 535 \text{ kGm};$$

$$(M_{dyn r})_{56} = \frac{\mathcal{J}_Q}{\eta_k} \cdot \varepsilon_{III} = \frac{73,4}{0,90} \cdot 5,94 = 485 \text{ kGm};$$

$$(M_{dyn r})_{67} = \mathcal{J}_Q \cdot \varepsilon_{III} = 73,4 \cdot 5,94 = 436 \text{ kGm}.$$

g) Całkowite momenty podczas rozruchu

$$M_r = M_{dyn r} + M_u$$

Człon	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7
M_r kGm	449,5	265,7	1004	3315	3155	2836

h) Przeciążenia względne podczas rozruchu (rys. 1c-r)

$$\beta_r = \frac{M_r}{M_u}$$

Człon	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7
β_r	2,06	1,22	1,196	1,190	1,182	1,18

i) Dobór momentu hamulca

Hamulec wciągarki podczas wywierania pełnego momentu hamującego ma do spełnienia jedno z dwu różnych zadań. Albo zatrzymuje poruszający się układ mechanizmu i nosiwa, albo trzyma wiszące nieruchomo nosiwo. Wielkość pełnego momentu hamującego dobiera się z warunku bezpiecznego trzymania wiszącego nieruchomo nosiwa. W tym celu buduje się hamulec na moment hamujący M_h większy od momentu M'_u , wywieranego przez ciężar chwytaka z nosiwem podczas opuszczania.

Zazwyczaj przyjmuje się stopień zabezpieczenia

$$\nu = \frac{M_h}{(M'_u)_{12}} = 2 \text{ do } 4.$$

W tym przypadku przynęto $\nu = 3$. Wobec tego moment hamulcowy

$$M_h = \nu (M'_u)_{12} = 3 \cdot 139,5 = 418 \text{ kGm}$$

j) Opóźnienia kątowe na wałkach I, II i III

Opóźnienie kątowe na wale I

$$\varepsilon_I = \frac{\sum M_{dyn h}^I}{\mathcal{J}_{zh}^I}$$

gdzie: $\sum M_{dyn h}^I$ — suma momentów dynamicznych zredukowanych na wał I,

$\mathcal{J}_{zh}^I$ — zastępczy moment bezwładności wszystkich ruchomych mas układu sprowadzonych na wał I.

W czasie hamowanego opuszczania momenty dynamiczne są wywołane nadwyżką momentu hamulca nad momentem oporu ruchu roboczego, która idzie na opóźnienie ruchu układu.

$$\sum M_{dyn h}^I = M_h - (M'_u)_{12} = 418 - 139,5 = 278,5 \text{ kGm};$$

$$\begin{aligned} \mathcal{J}_{zh}^I &= \mathcal{J}_w + \mathcal{J}_s + \mathcal{J}_A + \frac{\mathcal{J}_B}{i_{AB}^2} \cdot \eta_{AB} + \frac{\mathcal{J}_C}{i_{AB}^2} \cdot \eta_{AB} + \\ &+ \frac{\mathcal{J}_D}{(i_{AB} \cdot i_{CD})^2} \eta_{AB} \cdot \eta_{CD} + \frac{\mathcal{J}_b}{(i_{AB} \cdot i_{CD})^2} \eta_{AB} \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_b + \\ &+ \frac{\mathcal{J}_Q}{(i_{AB} \cdot i_{CD})^2} \eta_{AB} \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_b \cdot \eta_k = \\ &= 1,07 + 2,25 + 0,01 + \frac{0,78}{4^2} \cdot 0,962 + \frac{0,02}{4^2} \cdot 0,962 + \\ &+ \frac{1,00}{(4 \cdot 3,44)^2} \cdot 0,962^2 + \frac{5,00}{(4 \cdot 3,44)^2} \cdot 0,962^2 \cdot 0,96 + \\ &+ \frac{73,4}{(4 \cdot 3,44)^2} \cdot 0,962^2 \cdot 0,96 \cdot 0,90 = 3,72 \text{ kGm se.}^2 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_I = \frac{279,5}{3,72} = 75 \text{ rad/sek}^2.$$

Opóźnienie kątowe na wale II

$$\varepsilon_{II} = \frac{\varepsilon_I}{i_{AB}} = \frac{75}{4} = 18,7 \text{ rad/sek}^2.$$

Opóźnienie kątowe na wale III

$$\varepsilon_{III} = \frac{\varepsilon_{II}}{i_{CD}} = \frac{18,7}{3,44} = 5,45 \text{ rad/sek}^2.$$

k) Momenty dynamiczne podczas hamowania

$$(M_{dyn h})_{12} = \mathcal{J}_w \cdot \varepsilon_I = 1,07 \cdot 75 = 80,1 \text{ kGm};$$

$$(M_{dyn h})_{23} = [\mathcal{J}_{zh}^I - \mathcal{J}_w - \mathcal{J}_s] \cdot \varepsilon_I = [3,72 - 1,07 - 2,25] \cdot 75 = 30 \text{ kGm};$$

$$\begin{aligned} (M_{dyn h})_{34} &= \left[\mathcal{J}_C + \frac{\mathcal{J}_D \cdot \eta_{CD}}{i_{CD}^2} + \frac{\mathcal{J}_b \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_b}{i_{CD}^2} + \frac{\mathcal{J}_Q \cdot \eta_{CD} \cdot \eta_b \cdot \eta_k}{i_{CD}^2} \right] \cdot \varepsilon_{II} = \left[0,02 + \frac{1,00 \cdot 0,962}{3,44^2} + \frac{5,00 \cdot 0,962 \cdot 0,96}{3,44^2} + \frac{73,4 \cdot 0,962 \cdot 0,96 \cdot 0,90}{3,44^2} \right] \cdot 18,7 = 103,5 \text{ kGm}; \end{aligned}$$

$$(M_{dyn h})_{45} = [\mathcal{J}_b \cdot \eta_b + \mathcal{J}_Q \cdot \eta_b \cdot \eta_k] \cdot \varepsilon_{III} = [5,00 \cdot 0,96 + 73,4 \cdot 0,96 \cdot 0,90] \cdot 5,45 = 372 \text{ kGm}$$

$$(M_{dyn h})_{56} = \mathcal{J}_Q \cdot \eta_k \cdot \varepsilon_{III} = 73,4 \cdot 0,9 \cdot 5,45 = 360 \text{ kGm};$$

$$(M_{dyn h})_{67} = \mathcal{J}_Q \cdot \varepsilon_{III} = 73,4 \cdot 5,45 = 400 \text{ kGm}.$$

l) Całkowite momenty podczas hamowania

Na członie 1 — 2

$$(M_h)_{12} = (M_{dynh})_{12} = 80,1 \text{ kGm.}$$

Na pozostałych członach układu

$$M_h = M_{dynh} + M'_u$$

Człon	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7
M_h kGm	169,5	683,5	2452	2520	2800

j) Przeciążenia względne podczas hamowania (rys. 1c-h)

$$\beta_h = \frac{M_h}{M_u}$$

Człon	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7
β_h	0,368	0,778	0,814	0,882	0,945	1,165

3. Wyznaczenie przeciążeń względnych występujących w czasie hamowania we wciągarnie o specjalnej budowie zastosowanej na uszkodzonym dźwigu

a) Charakterystyka wciągarki (rys. 1b)

Wciągarkę o udźwigu $Q = 8 \text{ t}$ i szybkości podnoszenia $v_p = 80 \text{ m/min}$ napędza silnik parowy, jednokierunkowy. Podczas opuszczania część układu tj. silnik, koło zapadkowe z oraz jednostopniowa przekładnia zębata CD pozostają nieruchome. Sprzęgło sh , które w czasie podnoszenia łączyło koło zębata D z bębnum b jest obecnie rozłączone i pełni rolę hamulca. Część układu poruszająca się podczas opuszczania jest taka sama jak we wciągarnie typowej (rys. 1a).

b) Momenty oporu ruchu roboczego podczas podnoszenia i opuszczania nosiwa

Są one takie same jak we wciągarnie typowej (rys. 1a).

c) Dobór momentu hamulca

Przyjmując jak poprzednio stopień zabezpieczenia $\nu = 3$ otrzymamy

$$M_h = \nu (M'_u)_{45} = 3 \cdot 2080 = 6240 \text{ kGm.}$$

d) Opóźnienie katowe na wale III

$$\varepsilon_{III} = \frac{\sum M_{dynh}^{III}}{J_{zh}^{III}}$$

gdzie: $\sum M_{dynh}^{III}$ — suma momentów dynamicznych zredukowanych na wał III,

J_{zh}^{III} — zastępczy moment bezwładności wszystkich ruchomych mas układu sprowadzonych na wał III.

Podobnie jak w punkcie 2 j (str. 9)

$$\sum M_{dynh}^{III} = M_h - (M'_u)_{45} = 6240 - 2080 - 4160 \text{ kGm;}$$

$$J_{zh}^{III} = J_b \cdot \eta_b + J_Q \cdot \eta_b \cdot \eta_k =$$

$$= 5,00 \cdot 0,96 + 73,4 \cdot 0,96 \cdot 0,9 = 68,2 \text{ kGmsek}^2;$$

$$\varepsilon_{III} = \frac{4160}{68,2} = 61 \text{ rad/sek}^2.$$

e) Momenty dynamiczne podczas hamowania

$$(M_{dynh})_{56} = J_Q \cdot \eta_k \cdot \varepsilon_{III} = 73,4 \cdot 0,9 \cdot 61 = 4030 \text{ kGm;}$$

$$(M_{dynh})_{67} = J_Q \cdot \eta_{III} = 73,4 \cdot 61 = 4480 \text{ kGm.}$$

f) Całkowite momenty podczas hamowania

$$M_h = M_{dynh} + M'_u$$

Człon	5—6	6—7
M_h kGm	6190	6880

g) Przeciążenia względne podczas hamowania (rys. 1c-h_s)

$$\beta_h = \frac{M_h}{M_u}$$

Człon	5—6	6—7
β_h	2,32	2,87

4. Analiza i wnioski

Analizując wykresy przeciążeń względnych w czasie rozruchu i hamowania (rys. 1c-r, h) we wciągarnie typowej możemy stwierdzić co następuje:

1) Największa ze wszystkich wartości przeciążeń względnych wynosi zaledwie 1,22 (pomijamy tu pierwszy człon układu tj. wał silnika).

2) Przeciążenia podczas hamowania mają na wszystkich członach układu z wyjątkiem ostatniego wartości mniejsze od jedności zaś w ogóle wszystkie są mniejsze od przeciążeń występujących w czasie rozruchu.

3) Dobierając wymiary wciągarki wg obciążeń statycznych popełnimy błąd na niekorzyść wytrzymałości nie przekraczający w ogóle 22% a na ostatnim członie nie przekraczający nawet 18%.

4) Ponieważ tylko przeciążenia względne na ostatnim członie układu charakteryzują również przeciążenia ustroju żurawia, więc dodatkowe obciążenia ustroju siłami masowymi wynoszą przy podnoszeniu 18% a przy opuszczaniu 16,5% obciążenia statycznego. Większe nieco wartości przeciążeń względnych występujące na początkowych członach układu są wewnętrzną sprawą mechanizmu wciągarki i nie dotyczą ustroju żurawia.

Przechodząc z kolei do wykresu przeciążeń względnych w czasie hamowania we wciągarnie specjalnej (rys. 1c-h_s) widzimy, że dodatkowe obciążenia ustroju siłami masowymi wynoszą przy opuszczaniu 187% obciążenia statycznego. Porównajmy więc maksymalne wartości pionowych sił, które obciążałyby wierzchołek wysięgnika żurawia podczas hamowanego opuszczania nosiwa, najpierw przy użyciu typowej wciągarki a następnie specjalnej. W pierwszym przypadku maksymalna siła wynosi

$$P_T = Q \cdot (\beta_h)_{67}^T = 8000 \cdot 1,165 = 9,35 \text{ t,}$$

w drugim przypadku —

$$P_S = Q \cdot (\beta_h)_{67}^S = 8000 \cdot 2,87 = 23,0 \text{ t.}$$

W obu wciągarkach moment hamulca jest tak dobrany, że 1/3 jego idzie na zrównoważenie oporu ruchu ustalonego a 2/3 na opóźnienie ruchu układu. Tak więc momenty dynamiczne, opóźniające ruch obu układów są jednakowe (po zredukowaniu na ten sam wałek), bo ustalone jako pewna wielokrotność oporu ruchu roboczego.

$$M_{dynh} = M_h - M'_u = \nu \cdot M'_u - M'_u = M'_u (\nu - 1)$$

Możemy więc ogólnie napisać, że

$$M_{dyn}^T = M_{dyn}^S$$

W przeciwieństwie do momentów dynamicznych sumy momentów bezwładności wszystkich poruszających się mas zredukowanych na jeden i ten sam wałek wykazują dla obu układów wciągarek ogromne różnice w wartościach. Spowodowane to jest tym, że składowe momenty bezwładności poszczególnych mas w układzie T są bardzo różne co do wielkości i że właśnie masy wirnika i sprzęgła, których momenty bezwładności dominują, nie biorą udziału w ruchu układu S . Powyższe ilustru-

je tabelka, która podaje w kgmsek^2 wartości momentów bezwładności poszczególnych mas dla układu T i S zredukowanych na wał I oraz ich sumy czyli zastępcze momenty bezwładności obu poruszających się układów.

Układ	u	s	A	B	C	D	b	Q	Σ
T	1,07	2,25	0 01	0 047	0 0012	0 0049	0 0235	0 310	3,7166
S	—	—	—	—	—	—	0 0235	0,310	0,3335

Ponieważ $M_{dyn}^T = J_{zh}^T \cdot \varepsilon^T$

oraz $M_{dyn}^S = J_{zh}^S \cdot \varepsilon^S$

więc $\frac{J_{zh}^T}{J_{zh}^S} = \frac{\varepsilon^S}{\varepsilon^T}$

Ostatnia zależność podaje, że opóźnienia w obu układach są odwrotnie proporcjonalne do zastępczych momentów bezwładności tych układów. Tak więc układ S , który w porównaniu z układem T posiada kilkanaście razy mniejszy zastępczy moment bezwładności, pozwala na wywołanie tyleż samo razy większego opóźnienia a tym samym i większych wzrostów obciążenia

$$\frac{\varepsilon_{III}^S}{\varepsilon_{III}^T} = \frac{P_S - Q}{P_T - Q} = 11,2$$

Rozpatrzmy obecnie w jaki sposób można było uniknąć złamania wysięgnika.

Pierwszy sposób, banalny, polega na wprowadzeniu do obliczeń ustroju żurawia rzeczywistych sił a więc 23 ton zamiast 8 ton. Oczywiście prowadzi to do bardzo ciężkiej konstrukcji.

Następne dwa sposoby wynikają z dążenia do zmniejszenia opóźnień ε układu. W tym celu, pamiętając że

$$\varepsilon = \frac{M_{dynh}}{J_{zh}}$$

musimy bądź zmniejszyć M_{dynh} bądź powiększyć J_{zh} .

Drugi sposób — zmniejszenie M_{dynh}

Moment dynamiczny w czasie hamowania jest to nadwyżka momentu hamulca nad momentem oporu ruchu roboczego. I tu wylania się problem związany z podwójną rolą hamulca. Zastosowany hamulec jest zarówno hamulcem zatrzymującym jak i trzymającym. Nadwyżka momentu hamulca nad momentem oporu ruchu roboczego służy nie tylko do zatrzymywania poruszającego się układu. Gdyby tak było moglibyśmy ją przyjąć stosownie do żądanego opóźnienia ε . Nadwyżka ta poza tym wykorzystywana jest jednak do „bezpiecznego” trzymania zawieszonoego w powietrzu nieruchomo nosiwa. Tradycyjnie podawaną w literaturze dźwigowej od dziesiątków lat wartość $v = 2$ do 4 można by zmniejszyć ze względu na stosowane obecnie materiały okładzin hamulcowych, których współczynnik tarcia nie podlega dużym wahaniom.

Gdyby chodziło tu nie o hamulec wciągarki, lecz np. o hamulec mechanizmu jazdy, to sprawa byłaby prosta. Wystarczyłoby rozdzielić oba zadania hamulca pomiędzy dwa różne urządzenia. Łagodne zatrzymywanie uzyskiwałoby się przy pomocy hamulca o stosownie dobranym momencie hamowania. Bezpieczne trzymanie — przy pomocy oddzielnego urządzenia ryglującego. We wciągarkach ten sposób postępowania znajduje dotychczas zastosowanie tylko sporadycznie w dźwignicach o dużych udźwigach a małych szybkościach roboczych. Wtedy zatrzymywanie opadającego nosiwa odbywa się na hamul-

cu stosunkowo słabo zaciskającym a zaraz po zatrzymaniu włącza się urządzenie zapadkowe. W interesującym nas przypadku takiego rozwiązania nie da się zastosować, bo dźwig służy do przeładunku i wszelkie dodatkowe manipulacje obniżyłyby jego wydajność.

T r z e c i s p o s ó b — zwiększenie J_{zh} . Ten sposób jest teoretycznie najwłaściwszy, bo zapewnia jednocześnie łagodne zatrzymywanie i bezpieczne trzymanie. Chcąc go jednak zastosować trzeba by zmienić całą konstrukcję wciągarki, upodabniając ją pod względem własności dynamicznych do wciągarki typowej.

W uzupełnieniu nasuwają się jeszcze następujące uwagi i spostrzeżenia.

1) Zmniejszenie szybkości opuszczania nie zmniejsza wcale obciążeń, lecz jedynie skraca odpowiednio czas hamowania a tym samym drogę hamowania.

2) Obniżenie udźwigu we wciągarence specjalnej zmniejsza obciążenia bardzo nieznacznie. Np. przy obniżeniu udźwigu z 8 t na 4 t obciążenia zmniejszą się zaledwie z 23 t na 21,5 t. Spowodowane to jest tym, że z dwu członów układu poruszających się w czasie opuszczania moment bezwładności będzie mały w porównaniu z momentem bezwładności chwytaka i nosiwa. Dwukrotne więc nawet zmniejszenie momentu bezwładności ostatniego członka układu niewiele zmieni we wzajemnym rozkładzie zastępczego momentu bezwładności między obu członami układu.

Z tego samego powodu we wciągarence typowej sprawa ma się odwrotnie. Tutaj obniżenie udźwigu z 8 t na 4 t zmniejszy obciążenia w czasie hamowania bardzo wydatnie, bo z 9,35 t na 4,9 t.

3) Przyjmując (przy $Q = 8$ t) szybkość opuszczania równą szybkości podnoszenia $v_o = v_p = 80$ m/min okazuje się, że we wciągarence typowej czas hamowania

$$t_h^T = \frac{2 v_o}{60 \cdot D_b \cdot \varepsilon_{III}^T} = \frac{2 \cdot 80}{60 \cdot 0,6 \cdot 5,45} = 0,816 \text{ sek,}$$

natomiast we wciągarence specjalnej

$$t_h^S = \frac{2 v_o}{60 \cdot D_b \cdot \varepsilon_{III}^S} = \frac{2 \cdot 80}{60 \cdot 0,6 \cdot 61} = 0,073 \text{ sek.}$$

Wnioski

1) O ile na dźwigu zastosowano typową wciągarkę tj. napędzaną silnikiem elektrycznym i o układzie ruchomym nierozłączalnym, to siły masowe przez nią wywoływane a obciążające ustrój dźwigu są niewielkie i można ich w pierwszym przybliżeniu nie uwzględniać w obliczeniach. Odnosi się to zwłaszcza do sił masowych w czasie hamowania.

Tym się tłumaczą spotykane w literaturze dźwigowej twierdzenia (por. np. H. Ernst — Die Hebezeuge, r. 1950, t. I, str. 6); że „elementów wciągarek; z wyjątkiem wałka silnika, nie potrzeba wymiarować ze względu na momenty rozruchu lub hamowania”.

Uogólnianie tego twierdzenia na wszelkie rodzaje wciągarek jest wielkim błędem. Dotyczy to zwłaszcza wciągarek przyłączalnych, w których bęben podczas podnoszenia jest sprzęgnięty z pozostałą częścią mechanizmu, natomiast w czasie opuszczania jest rozłączony i hamowany hamulcem przybębnowym.

2) Podawane często w literaturze dźwigowej czasy rozruchu i hamowania występujące jakoby w mechanizmach podnoszenia są wartościami orientacyjnymi, prawdziwymi jedynie dla wciągarek typowych. W innych układach wciągarek czasy te mogą mieć wartości całkiem inne.

Geometryczne obliczanie i konstrukcja przekładni stożkowych hypoidalnych

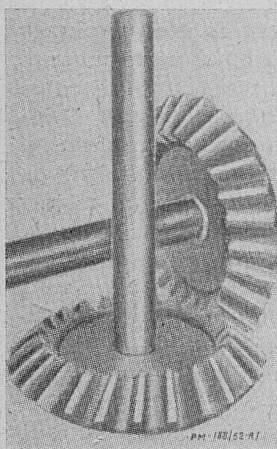
621.834.23:518.4:621.914

Stożkowe przekładnie zębate hypoidalne wyróżniają się spośród innych przekładni stosowanych w budowie maszyn szeregiem poważnych zalet. Na przeszkodzie szerokiemu ich rozpowszechnieniu stoi brak podstaw obliczania oraz obróbki kół zębatach hypoidalnych.

Poniżej podano sposoby geometrycznego obliczania kół o zazębieniu hypoidalnym oraz omówiono metody ich wykonywania.

1. Wstęp

Hypoidalne przekładnie stożkowe (rys. 1) mogą pracować przy dużych prędkościach obrotowych i nadają się do przenoszenia dużych mocy. Za pośrednictwem tych przekładni można przenosić ruch obrotowy z jednego wału na cały szereg krzyżujących się z nim wałów. Np. zastosowanie hypoidalnych przekładni stożkowych w maszynach włókienniczych umożliwia napędzanie dwustu krosien od jednego wału umieszczonego wzdłuż całej maszyny, np. wały przy tym, na których osadzone są koła, mogą być ułożyskowane obustronnie.



Rys. 1.

Uniknięcie wspornikowego (jednostronnego) ułożyskowania wałów obu kół, występującego w zwykłych przekładniach kątowych, wywiera korzystny wpływ na prawidłową pracę przekładni. Dzięki bardziej równomiernej pracy powierzchni współpracujących zębów kół hypoidalnych przekładni stożkowych szybko dochodzą one do granicy wytrzymałości, a zęby nie są narażone na znaczne odkształcenia, co powoduje, że przekładnie te są cichobieżne.

W tych wszystkich przypadkach, gdy nie występują duże przełożenia, hypoidalne przekładnie stożkowe mają tę wyższość nad powszechnie stosowanymi przekładniami ślimakowymi, że kół tych przekładni nie trzeba wykonywać z metali kolorowych. Przewyższają one również walcowe przekładnie śrubowe, które szybciej się zużywają i nie mogą przenosić tak dużych mocy.

Znane metody obliczania tych przekładni oparte są na błędnych założeniach o charakterze ich uzębienia. Tak np. w kołach hypoidalnych przekładni stożkowych używanych w maszynach włókienniczych, zarys zębów na płaskich rozwinięciach stożków czołowych przyjmowany jest jako płaska ewolwenta, co jest tylko dużym przybliżeniem i przyczyną nieprawidłowej pracy przekładni.

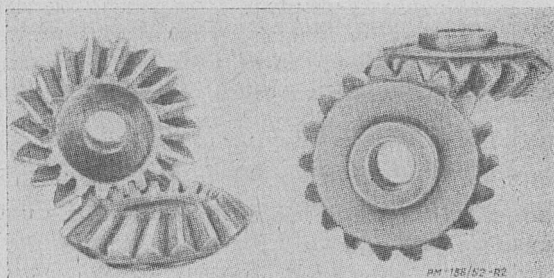
Znane metody obliczania tych przekładni oparte są na błędnych założeniach o charakterze ich uzębienia. Tak np. w kołach hypoidalnych przekładni stożkowych używanych w maszynach włókienniczych, zarys zębów na płaskich rozwinięciach stożków czołowych przyjmowany jest jako płaska ewolwenta, co jest tylko dużym przybliżeniem i przyczyną nieprawidłowej pracy przekładni.

Nowoczesne metody badania analitycznego zazębienia przestrzennych pozwalają na rozwiązanie wszystkich zagadnień związanych z obliczaniem, konstruowaniem i wykonywaniem metodą obwodniową kół zębatach hypoidalnych przekładni stożkowych.

Na rys. 2 przedstawiona jest hypoidalna przekładnia stożkowa, której koła zębate zostały wykonane na obrabiarce do obróbki kół stożkowych o zębach prostych metodą obwodniową. Współpracujące powierzchnie zębów przedstawionych kół są obwiednią różnych położenia płaszczyzny wyznaczonej przez posuwisto-zwrotny ruch wzglę-

dny krawędzi tnącej narzędzia w stosunku do nacinanego koła.

Współpracujące zęby kół hypoidalnych przekładni stożkowej mogą mieć styk liniowy lub punktowy. W celu zapewnienia liniowego styku zębów kół tych przekładni, bezwzględny ruch powierzchni wyznaczonej przez krawędź tnącą narzędzia powinien być śrubowy.



Rys. 2.

Odpowiedni dobór ruchu obrotowego, powierzchni wyznaczonej przez krawędź tnącą narzędzia, pozwala na uzyskanie punktowego styku zębów kół hypoidalnych przekładni stożkowych, jednak tylko przy bardzo małych wartościach średniego kąta pochylenia linii zęba rzędu $3 \div 5^\circ$. Przekładnia taka, zbliżona pod względem przenoszenia siły do przekładni z liniowym stykiem zębów, pozwala na zmniejszenie dokładności montażu. Naruszenie prawidłowego położenia osi kół takiej przekładni (wskutek błędnego wykonania lub nieprawidłowego montażu), powoduje jedynie przesunięcie obszaru styku zębów; zakleszczenie zębów jak ma to miejsce w przekładniach z liniowym stykiem zębów — nie zachodzi.

Opisana poniżej metoda geometrycznego obliczania hypoidalnych przekładni stożkowych opracowana została na podstawie analitycznych badań charakteru zazębienia. W podstawach metody obliczania i wykonywania kół założono punktowy styk współpracujących zębów przy minimalnym średnim kącie pochylenia linii zęba, zależnego od rodzaju i wielkości przekładni.

2. Geometryczne obliczanie hypoidalnych przekładni stożkowych

Przy projektowaniu prostopadłych hypoidalnych przekładni stożkowych należy wstępnie założyć:

i — przełożenie przekładni — $i = \frac{z_1}{z_2}$,

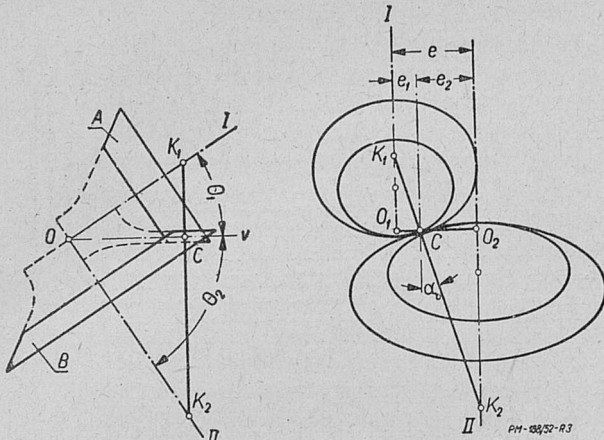
z_1 — ilość zębów koła napędzającego,

z_2 — ilość zębów koła napędzanego,

m — moduł kół,

e — przestawienie osi.

Na jakość czynnych powierzchni zębów kół hypoidalnych przekładni stożkowych wpływa zastąpienie aksoidy ruchu względnego przez jednopowłokowe hyperboloidy A i B (rys. 3). Hyperboloidy te są miejscem geometrycznym położenia chwilowej osi obrotu V, która w czasie ru-



Rys. 3.

chu śrubowego stanowi wspólną tworzącą obu hyperboloid. Położenie chwilowej osi obrotu V określone jest wielkościami e_1 i e_2 odkładanymi w płaszczyźnie wymiaru e :

$$e_1 = \frac{i^2 e}{1 + i^2}, \quad e_2 = \frac{e}{1 + i^2}$$

$$e_1 + e_2 = e$$

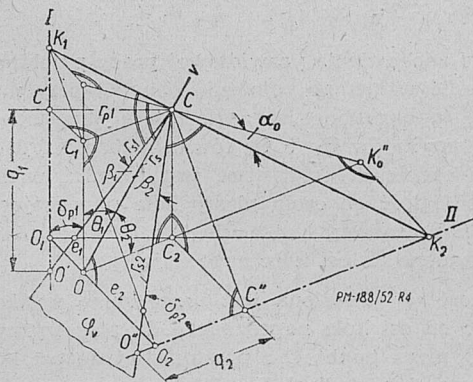
Położenie chwilowej osi obrotu V określają również kąty jakie tworzy ona z osiami obu kół. Dla przekładni prostopadłych tzn. gdy:

$$\Theta_1 + \Theta_2 = 90^\circ;$$

kąty te wynoszą: $\operatorname{tg} \Theta_1 = i$; $\operatorname{tg} \Theta_2 = \frac{1}{i}$.

Jednopowłokowe hyperboloidy (aksoidy kół przekładni) są skośne tzn. nierozwijające się, zaś normalne przeprowadzone do tych powierzchni w różnych punktach linii ich styku OC nie leżą w jednej płaszczyźnie. W pewnym punkcie C chwilowej osi obrotu występuje normalna K_1K_2 wspólna dla obu powierzchni, przecinająca osie obu kół I i II w punktach K_1 i K_2 .

Przyjmujemy, że punkt C jest punktem środkowym zębów, wspólny dla obu kół. Położeniem tego punktu jest określone przez wielkość odcinka $OC = r_s$.



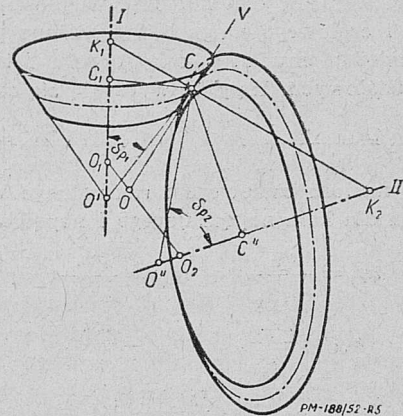
Rys. 4.

Poprowadźmy płaszczyznę podziałową φ_v (rys. 4) przechodzącą przez oś V w taki sposób, aby w punkcie C była ona prostopadła do normalnej K_1K_2 . W tym przypadku płaszczyzna φ_v przecina się z osiami kół I i II w punktach O' i O'' . W obie hyperboloidy można wpisać stożki stykające się z powierzchniami hyperboloidalnymi

¹⁾ Zależność ta wynika z założenia, że $\frac{e_1}{e_2} = i^2$ co zachodzi dla zależności rozpatrywanych na powierzchniach stożków czołowych z nimi związanych (przyp. red.).

w punkcie C (rys. 5). Tworzącymi tych stożków podziałowych są odcinki $O'C$ i $O''C$ leżące na płaszczyźnie podziałowej φ_v . Stożki te mają w punkcie styku C wspólną normalną K_1K_2 . Odcinki K_1C i K_2C tej normalnej są tworzącymi stożków czołowych. Promienie stożków podziałowych w średnim punkcie zęba C wynoszą: $r_{p1} = C'C$ (dla koła napędzającego) i $r_{p2} = C''C$ (dla koła napędzanego).

Normalna K_1K_2 (rys. 4) tworzy z linią $K'_0K''_0$ kąt α_0 (wielkość kąta α_0 zmienia się w zależności od położenia punktu C na osi V) i określają ją parametry stożków podziałowych wpisanych w jednopowłokowe hyperboloidy.



Rys. 5.

Wielkość kąta α_0 można obliczyć z trójkąta $KC_1K'_0$ lub $CK_2K''_0$

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{K_1K'_0}{CK'_0} = \frac{K_2K''_0}{CK''_0}.$$

$$\text{Po podstawieniu } K_1K'_0 = e_1 = \frac{i^2 e}{1 + i^2},$$

$$\text{oraz } CK'_0 = r_s \operatorname{tg} \Theta_1 = r_s i,$$

otrzymamy

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{i e}{r_s (1 + i^2)}.$$

Jak widać z ostatniego równania wielkość kąta α_0 , ustalona w zależności od rodzaju i wielkości przekładni, zależy (przy stałym przełożeniu) od wielkości przedstawienia osi kół e i położenia średniego punktu zęba C na chwilowej osi obrotu V (od wielkości odcinka r_s).

W celu uzyskania przekładni dwustronnej, tj. o jednakowych kątach przyporu po obu stronach zębów, należy kąt przyporu narzędzia zmienić na α_0 . Dla większości narzędzi i obrabiarek do kół zębatych korekcja ta może wahać się w niewielkich granicach rzędu $5 \div 70^\circ$. Dlatego też przy projektowaniu przekładni należy sprawdzać wielkość kąta α_0 i nie dopuścić do przekroczenia podanych wielkości. Zwiększenie kąta α_0 wpływa ujemnie na własności eksploatacyjne przekładni, a mianowicie powoduje poślizg zębów.

Wielkość $r_s = OC$ wyraża się zależnością, otrzymaną z trójkąta CC_2O i CC_2C'' (rys. 4):

$$r_s = \sqrt{(r_{p2}^2 - e_2^2)(1 + i^2)}.$$

Promień podziałowy koła napędzającego w punkcie C wyraża się zależnością, otrzymaną z trójkąta C_2OO_1 (rys. 4)

$$r_{p1} = \sqrt{r_{p2}^2 i^2 - \frac{e_1^2}{i^2}(1 - i^2)}.$$

Wielkość kąta δ_{p1} stożka podziałowego koła napędzającego i δ_{p2} — stożka podziałowego koła napędzanego

w płaszczyźnie osiowej (płaszczyzna wyznaczona przez normalną K_1K_2 i oś koła), wyrażają się zależnościami

$$\operatorname{tg} \delta_{p1} = \frac{r_s i^2}{r_{p1}(1+i^2)}; \quad \operatorname{tg} \delta_{p2} = \frac{r_s}{r_{p2} i (1+i^2)},$$

które zostały wyprowadzone z trójkątów $K_1O'C$ i $K_2O''C$.

Wysokości stożków podziałowych odpowiednio wynoszą

$$q_1 = \frac{r_{p1}}{\operatorname{tg} \delta_{p1}}; \quad q_2 = \frac{r_{p2}}{\operatorname{tg} \delta_{p2}}.$$

Điugości tworzących stożków podziałowych wynoszą

$$r_{s1} = \frac{r_{p1}}{\sin \delta_{p1}}; \quad r_{s2} = \frac{r_{p2}}{\sin \delta_{p2}}.$$

Szerokości wieńców obu kół oraz wielkości modułów: normalnego i czołowego mogą być wyrażone przez kąty zawarte pomiędzy chwilową osią obrotu i tworzącymi stożków podziałowych. Kąty te wyrażają się zależnościami

$$\sin \beta_1 = \frac{e_1}{r_{s1} \cos \alpha_o}; \quad \sin \beta_2 = \frac{e_2}{r_{s2} \cos \alpha_o}.$$

Wielkość modułu czołowego i normalnego w średnim punkcie zęba dla koła napędzającego i napędzanego, wynosi

$$m_{c1} = \frac{m_n}{\cos \beta_1}; \quad m_{c2} = \frac{m_n}{\cos \beta_2};$$

oraz

$$m_{c1} = \frac{2r_{p1}}{z_1}; \quad m_{c2} = \frac{2r_{p2}}{z_2}.$$

Wtedy

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{r_{p1} \cos \beta_1}{r_{p2} \cos \beta_2}.$$

Jeżeli długość zębów wzdłuż chwilowej osi obrotu wynosi b , to szerokość wieńca zębatego wyniesie (rys. 6) dla koła napędzającego

$$b_1 = b \cos \beta_1,$$

dla koła napędzanego

$$b_2 = b \cos \beta_2$$

gdzie β_1 i β_2 — kąty pochylenia linii zęba.

Długość całkowita tworzącej stożka podziałowego, będąca sumą odcinków tworzącej stożka podziałowego od wierzchołka do punktu C i połowy szerokości wieńca zębatego, dla obu kół wynosi odpowiednio

$$r_{k1} = r_{s1} + \frac{b_1}{2}; \quad r_{k2} = r_{s2} + \frac{b_2}{2}.$$

Średnice podziałowe obu kół wynoszą

$$d_{p1} = 2r_{p1} + b_1 \sin \delta_{p1}; \quad d_{p2} = 2r_{p2} + b_2 \sin \delta_{p2}.$$

Jeżeli wysokość zęba na normalnej w punkcie C wynosi $2,2 m$, to wielkość kąta głowy zęba koła napędzanego w płaszczyźnie osiowej wyniesie

$$\operatorname{tg} \zeta_{s2} = \frac{m_n}{r_{s2}}.$$

Kąt stożka wierzchołkowego koła napędzanego równa się sumie kąta stożka podziałowego i kąta głowy zęba

$$\delta_{w2} = \delta_{p2} + \zeta_{s2}.$$

Kąt stopy zęba napędzanego w płaszczyźnie osiowej wynosi

$$\operatorname{tg} \zeta_{s2} = \frac{1,2 m_n}{r_{s2}}.$$

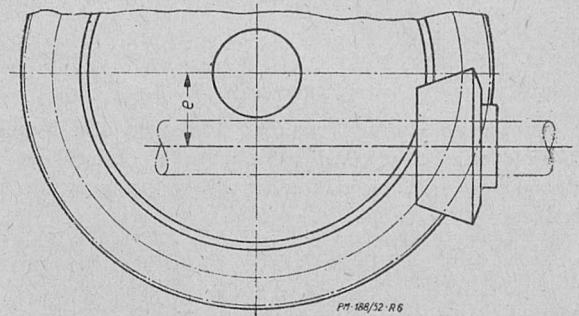
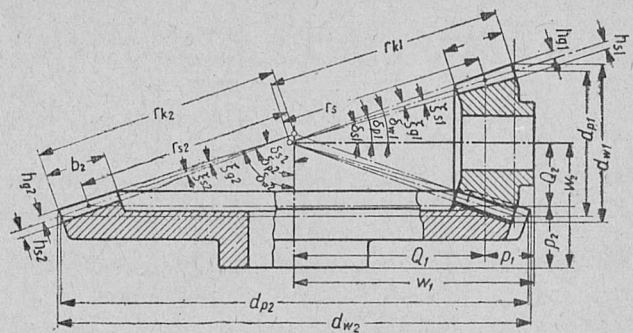
Kąt stożka dna wrębów równa się

$$\delta_{s2} = \delta_{p2} - \zeta_{s2}.$$

Analogicznie dla koła napędzającego wielkości te wynoszą:

$$\operatorname{tg} \zeta_{s1} = \frac{m_n}{r_{s1}}; \quad \delta_{w1} = \delta_{p1} + \zeta_{s1};$$

$$\operatorname{tg} \zeta_{s1} = \frac{1,2 m_n}{r_{s1}}; \quad \delta_{s1} = \delta_{p1} - \zeta_{s1}.$$



Rys. 6.

Jeżeli w środkowym punkcie zęba C wysokość głowy zęba równa się modułowi normalnemu koła m_n , to wysokość głowy zęba na czole koła odpowiednio wyniesie

$$h_{g1} = m_n + \frac{b_1}{2} \operatorname{tg} \zeta_{s1}; \quad h_{g2} = m_n + \frac{b_2}{2} \operatorname{tg} \zeta_{s2}.$$

Analogicznie, jeśli w punkcie C wysokość stopy zęba równa się $2,2 m_n$, to wysokość stopy zęba na czole koła odpowiednio wyniesie

$$h_{s1} = 1,2 m_n + \frac{b_1}{2} \operatorname{tg} \zeta_{s1}; \quad h_{s2} = 1,2 m_n + \frac{b_2}{2} \operatorname{tg} \zeta_{s2};$$

Średnica wierzchołkowa obu kół odpowiednio wyniesie

$$d_{w1} = d_{p1} + 2h_{g1} \cos \delta_{p1}; \quad d_{w2} = d_{p2} + 2h_{g2} \cos \delta_{p2}.$$

W celu zapewnienia prawidłowej pracy przekładni należy określić wzajemne położenie obu kół przy montażu. Położenie to określone jest wielkością przesunięcia osi kół e i sumą kątów $\Theta_1 + \Theta_2$ równą najczęściej 90° . Wzajemne położenie kół określone jest również wielkościami w_1 (odległość od czoła piasty koła napędzającego do osi koła napędzanego) i w_2 (odległość od czoła piasty koła napędzanego do osi koła napędzającego).

Wielkość w_1 określona jest przez sumę wielkości Q_1 (odległość od osi koła napędzanego do płaszczyzny przechodzącej przez punkt C i prostopadłej do osi koła napędzającego) i p_1 (odległość od tej płaszczyzny do czoła piasty koła napędzającego)

$$w_1 = p_1 + Q_1.$$

Wielkość w_2 wynosi analogicznie

$$w_2 = p_2 + Q_2.$$

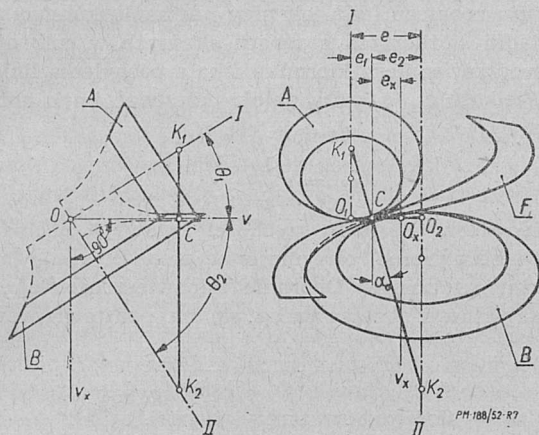
Wielkości p_1 i p_2 wynikają z konstrukcji kół a wielkości Q_1 i Q_2 można określić z zależności

$$Q_1 = \frac{r_s}{\sqrt{1+i^2}}; \quad Q_2 = \frac{r_s \cdot i}{\sqrt{1+i^2}}.$$

3. Nacinanie kół

Nacinanie stożkowych kół zębatych hypoidalnych obliczanych w podany wyżej sposób, odbywa się przez odtaczanie stożka tocznego po tarczy tocznej (tj. przez ruch obrotowy powierzchni wyznaczonej przez krawędź tnącą narzędzia przy jednoczesnym ruchu posuwisto-zwrotnym).

W celu osiągnięcia liniowego styku zębów stożkowych kół hypoidalnych, powierzchnia wyznaczona przez krawędź tnącą narzędzia powinna wykonywać bezwzględny ruch śrubowy, który w sumie z ruchem obrotowym nacinanego koła, powinien dać taki ruch względny, jaki jest ruch względny współpracujących kół przekładni w czasie pracy. Taki ruch powierzchni wyznaczonej przez krawędź tnącą narzędzia można otrzymać przez zastosowanie śrubowej tarczy tocznej.



Rys. 7.

Aksoidami ruchu względnego nacinanego koła napędzającego i śrubowej tarczy tocznej jest jednopowłokowa hyperboloida A (rys. 7) i śrubowa powierzchnia F o osi V_x . Aksoidami ruchu względnego nacinanego koła napędzanego i śrubowej tarczy tocznej jest jednopowłokowa hyperboloida B i ta sama powierzchnia śrubowa F. Położenie osi V_x powierzchni śrubowej F zależy od przełożenia przekładni i określone jest wielkością e_x

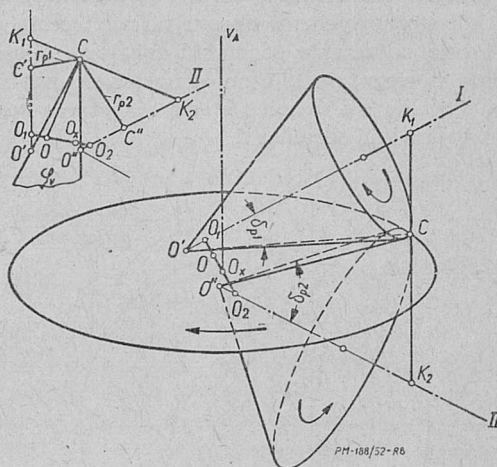
$$e_x = e \frac{1 - i^2}{1 + i^2}.$$

Powierzchnia wyznaczona przez krawędź tnącą narzędzia związana jest z powierzchnią śrubową F, która w czasie nacinania koła wykonuje ruch śrubowy dookoła osi V_x . Hyperboloidy A i B toczą się i ślizgają po liniowej powierzchni śrubowej F ściśle stycznej do nich wzdłuż chwilowej osi obrotu V, będącej tworzącą powierzchni śrubowej F.

Taki sposób nacinania kół zapewnia liniowy styk zębów kół przekładni.

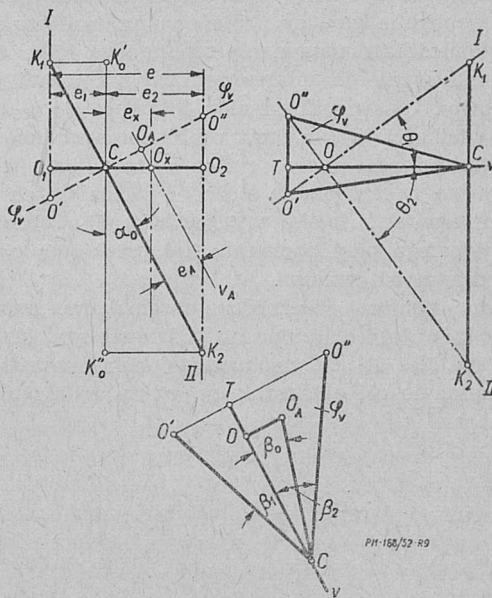
W przypadku zastąpienia śrubowego ruchu powierzchni wyznaczonej przez krawędź tnącą narzędzia przez ruch obrotowy, tj. przy nacinaniu kół przez odtaczanie stożka tocznego po płaskiej tarczy tocznej (rys. 8), otrzymuje się nie liniowy, lecz punktowy styk zębów kół przekładni. W celu otrzymania jak najmniejszego kąta pochylenia linii zęba, ruch obrotowy powierzchni wyznaczonej przez krawędź tnącą narzędzia (tarcza toczna) dobiera się tak, żeby wektor szybkości w środkowym punkcie zęba na płaskiej tarczy tocznej i wektor szybkości tego sa-

mego punktu na śrubowej tarczy tocznej były sobie równe i miały ten sam kierunek. Dlatego jako płaszczyznę podziałową tarczy tocznej przyjmuje się płaszczyznę φ .



Rys. 8.

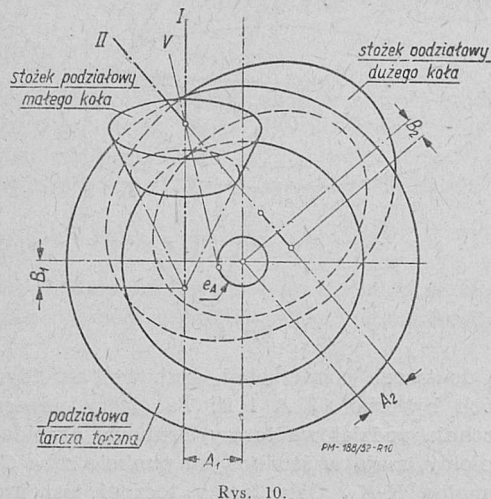
styczną do trzech powierzchni, śrubowej aksoidy F oraz do dwóch hyperboloid A i B. Te cztery powierzchnie: powierzchnia podziałowa tarczy, śrubowa aksoida i dwie hyperboloidy, mają w środkowym punkcie zęba C wspólną normalną K_1K_2 . Ośią tarczy tocznej jest prosta V_A prostopadła do powierzchni podziałowej w punkcie O_A (rys. 9) i równoległa do normalnej K_1K_2 . Położenie osi V_A tarczy tocznej określone jest odległością e_A od chwilowej osi obrotu V.



Rys. 9.

Przy podanym położeniu tarczy tocznej nacinanych kół i odpowiednich szybkościach kątowych, taki sposób nacinania kół zapewnia punktowy styk zębów kół przekładni, przy zachowaniu minimalnego kąta pochylenia linii zęba dla danego rodzaju i wielkości przekładni. Pozwala to również na zwiększenie nacisku międzyzębnego i na zwiększenie odporności przekładni na zużywanie. Należy zaznaczyć, że położenie kół na obrabiarce powinno odpowiadać położeniu tych kół po montażu (rys. 10, na którym płaszczyzna rysunku jest płaszczyzną podziałową

tarczy tocznej). W ten sposób, przy nacinaniu stożkowych kół zębatach hypoidalnych, oś nacinanego koła nie przecina się z osią tarczy tocznej (rys. 11), jak przy nacinaniu innych kół stożkowych. W obrabiarkach do nacinania kół stożkowych, oś obrotu tarczy tocznej przecina się z osią odtaczania segmentu zębatego, a oś wrzeczona podziałowa, na którym zamocowane jest nacinane koło, przecina się również z osią odtaczania segmentu zębatego w środku obrabiarki.

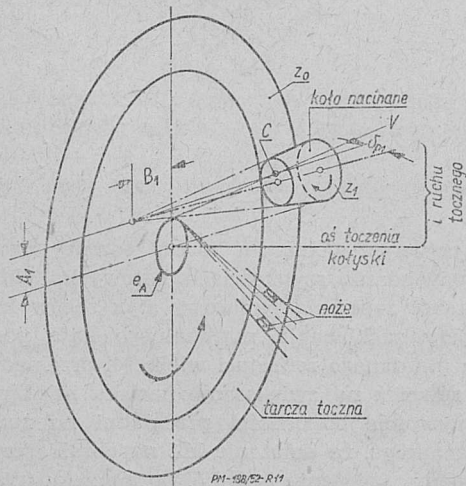


Rys. 10.

Przy obróbce na takich obrabiarkach przesunięcie osi nacinanego koła w stosunku do osi odtaczania segmentu zębatego, przy nacinaniu stożkowych kół zębatach hypoidalnych, może być osiągnięte dzięki zastosowaniu urządzenia względnie głowicy z pionową prowadnicą i śrubą dla odpowiedniego ustawiania nacinanego koła. Głowicę tę ustawia się na obrabiarce zamiast normalnej głowicy podziałowej. Ustawienia głowicy dokonuje się w zależności od wielkości przesunięcia osi nacinanych kół w stosunku do osi odtaczania segmentu zębatego, wielkości przesunięcia wierzchołków stożków podziałowych i wielkości przesunięcia imaka względem środka obrotu segmentu zębatego przy nacinaniu kół przekładni o przełożeniu różnym od jedności.

Podane poniżej zależności parametrów ustawienia obrabiarki zostały obliczone na podstawie rys. 10.

Przesunięcie A_1 osi nacinanego koła napędzającego w stosunku do osi odtaczania segmentu zębatego wynosi



Rys. 11

$$A_1 = r_s \frac{\sin(\beta_1 + \beta_0)}{\cos \beta_0},$$

gdzie

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{e}{r_s} \cos \alpha_0 \frac{1 - i^2}{1 + i^2}.$$

Przesunięcie A_2 osi nacinanego koła napędzanego w stosunku do osi odtaczania segmentu zębatego wynosi

$$A_2 = r_s \frac{\sin(\beta_2 - \beta_0)}{\cos \beta_0}.$$

Przesunięcia B_1 i B_2 wierzchołków stożków podziałowych obu kół odpowiednio wynoszą

$$B_1 = r_{s1} - \frac{A_1}{\operatorname{tg}(\beta_1 + \beta_0)}; \quad B_2 = r_{s2} - \frac{A_2}{\operatorname{tg}(\beta_2 - \beta_0)}.$$

Przy nacinaniu stożkowych kół zębatach hypoidalnych o przełożeniu różnym od jedności, należy dodatkowo przesunąć imak nożowy w stosunku do osi odtaczania segmentu zębatego (tak, jak przy nacinaniu kół zwykłych przekładni stożkowych o zębach skośnych w celu otrzymania odpowiedniego kierunku i kąta pochylenia linii zęba). Wielkość e_A , o którą należy przesunąć imak nożowy wynosi

$$e_A = e_x \cos \alpha_0,$$

gdzie

$$e_x = e \frac{1 - i^2}{1 + i^2}.$$

Odpowiedni stosunek szybkości kątowych nacinanego koła i tarczy tocznej otrzymuje się przez dobranie łańcucha kinematycznego. Dobranie odpowiedniego łańcucha kinematycznego przeprowadza się na podstawie równania:

$$\frac{z_0}{\sigma} = \frac{z_1}{\sin \Theta_1} = \frac{z_2}{\sin \Theta_2},$$

gdzie z_0 — ilość zębów tarczy tocznej.

Wielkość σ oblicza się z zależności

$$\sigma = \sqrt{\frac{r_s^2 + h_x^2 + e_x^2}{r_s^2 + e_A^2}},$$

gdzie $h_x = e \frac{i}{1 + i^2}$.

W pozostałych szczegółach ustawienie obrabiarki nie różni się od ustawienia obrabiarki przy nacinaniu kół zębatach o zębach skośnych zwykłych przekładni stożkowych.

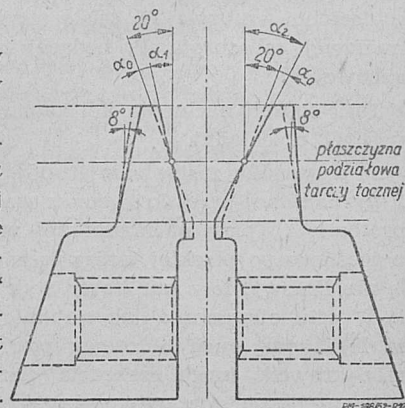
Narzędzia do nacinania stożkowych kół zębatach hypoidalnych posiadają niejednakowe kąty zarysu części skrawającej (rys. 12, na którym powszechnie spotykany zarys pokazany jest linią przerywaną). Jest to konieczne z tego względu, aby otrzymać jednakowe kąty przyporu po obu stronach zębów. Kąty pochylenia zarysu części skrawającej zależą od kąta α_0

$$\alpha_1 = \alpha - \alpha_0$$

$$\alpha_2 = \alpha + \alpha_0$$

gdzie α — minimalny kąt przyporu równy 20° .

Na podstawie artykułu G. I. Apuchtina pt. „Gieometrieskij rasczot i nariezaniye kosozubnykh gipoidalnykh pririedacz” — „Wiestnik Maszynostrojenija” zeszyt 3/52 opracował inż. mech. Wiktor Natanson.



Rys. 12.

Bezpośredni napęd lokomotyw spalinowych

625.282:621.43-882

Dr inż. ADAM KRĘGLEWSKI

Zagadnieniu przeniesienia mocy silnika spalinowego na koła lokomotywy poświęcono ogromnie wiele wysiłków; istnieją najróżnorodniejsze pomysły przekładni mechanicznych, elektrycznych, hydraulicznych i pneumatycznych. Bardzo mało natomiast zajmowano się bezpośrednim napędem lokomotyw spalinowych, który jest tematem niniejszego artykułu.

Omówione są: korzyści gazyfikacji transportu, napędy lokomotyw spalinowych, różne rodzaje ruchu kolejowego, mechanizm przeniesienia mocy silnika na szynę, zasady konstrukcyjne silnika dla bezpośredniego napędu i jego siła pociągowa, dodatkowy napęd pośredni oraz zalety napędu bezpośredniego. W końcu podane są wnioski podsumowujące poruszone w artykule zagadnienia.

1. Gazyfikacja transportu

Budowa parowozów zanika za granicą w coraz szybszym tempie. Maszynę parową zastępuje częściowo silnik elektryczny, w większej jednak mierze silnik spalinowy. Elektryfikacja węzłów kolejowych o wielkiej częstotliwości ruchu nie podlega już żadnej dyskusji. Nawet wysoki koszt elektryfikacji w tym wypadku nie odstrasza. Tematem natomiast bardzo spornym jest elektryfikacja linii; opłaca się ona tylko na szlakach o znacznym natężeniu ruchu względnie w oparciu o siły wodne w krajach nie posiadających własnego węgla. W Stanach Zjednoczonych Północnej Ameryki zwycięża bezapelacyjnie silnik spalinowy. W ostatnich latach zamówienia firm amerykańskich obejmowały parowozy około 3%, elektrowozy ca 1% a lokomotywy spalinowe (lokomotywy z silnikiem wysokoprężnym i przekładnią elektryczną) 96%.

Paliw płynnych w większych ilościach nie posiadamy, natomiast przez gazyfikację kolejnictwa, autobusów i ciężarówek osiągnąć możemy przy wkładzie ca 750 mil. zł przedwojennych oszczędności rzędu 200 mil. zł przedwojennych oraz poprawę naszego bilansu handlowego o ca 100 mil. dol. dzisiejszych rocznie, w szczególności przez racjonalne wykorzystanie naszej produkcji gazu koksowniczego z dodatkiem ew. gazu wytworzonego w generatorach ciśnieniowych. W stosunku do kosztów elektryfikacji tylko 30% naszej sieci, koszty gazyfikacji prawie że całej sieci są o 3/4 niższe i amortyzują się ok. 6 razy szybciej. Paliwo gazowe — przekonamy się o tym poniżej — to nie namiastka, daje ono w trakcji kolejowej korzyści większe, niż dowolne inne paliwo. Paliwo gazowe jest najkorzystniejszym paliwem przy bezpośrednim napędzie lokomotywy spalinowej, tj. napędzie, przy którym ilość obrotów silnika spalinowego stoi w niezmiennym stosunku do ilości obrotów kół napędowych lokomotywy.

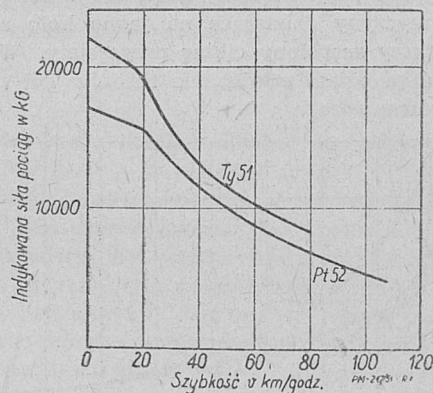
2. Napęd lokomotyw spalinowych

Jest rzeczą zdumiewającą, jak mało zainteresowano się w literaturze bezpośrednim napędem lokomotyw spalinowych. Temat ten zahacza o dwie do tej pory mało ze sobą powiązane dziedziny; kolejarze i silnikowcy nie mogą znaleźć wspólnego języka. Kolejarze rozumują kategoriami — wielkości rusztu, powierzchni ogrzewalnej, średnicy cylindrów, a silnikowcy — mocy silnika, podczas gdy jedyną realną podstawą jest zmiennosc siły pociągowej na haku w zależności od szybkości pojazdu.

3. Różne rodzaje ruchu kolejowego

Przy dokładnej analizie zarysowują się cztery zasadnicze rodzaje ruchu kolejowego, z którego każdy wymaga innej siły trakcyjnej. Potrzebom ruchu mieszanego na bocznych liniach najlepiej odpowiadać

będą wagony motorowe wzgl. ich zespoły z przedziałem bagażowo-pocztowym, potrzeby ruchu stacyjnego, przetokowego najlepiej zaspokoi lokomotywa spalinowa z przekładnią mechaniczną, hydrauliczną lub elektryczną, dla ruchu osobowego na wielkich węzłach kolejowych najodpowiedniejsze będą zespoły wagonów elektrycznych — dla pozostałego ruchu, obejmującego ok. 80% pracy przewozowej, tj. dla ruchu ciężkiego i półciężkiego na magistralach kolejowych proponuje autor lokomotywy spalinowe z bezpośrednim napędem.



Rys. 1. Maksymalna indykowana siła pociągowa w zależności od szybkości.

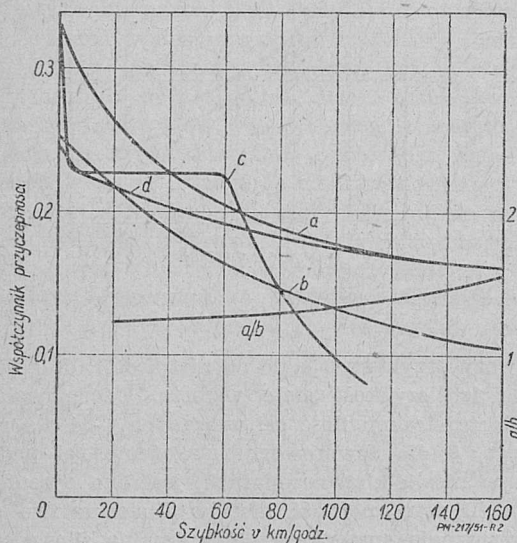
Przewozy przybierają stale na masowości; długość pociągów i ich szybkość stale wzrasta. Unormowała się u nas dla tej trakcji ilość osi wiązanych — 4 dla ruchu osobowego, 5 dla towarowego; obciążenie osi pędnych wzrasta w niewielkich rozmiarach, jest ono ograniczone przez profil szyn, nośność mostów i stosunkowo słabe nasze urządzenia sprzęgłowe. Maksymalna siła pociągowa na obręczach parowozów wzrasta więc już w niewielkich rozmiarach, natomiast istnieje stała dążność do powiększenia tej siły przy większych szybkościach; stosuje się coraz większe kotły, by brać wzniesienia z możliwie wielką prędkością. Stosunek maksymalnej siły pociągowej do siły przy maksymalnej szybkości maleje stale. Na rys. 1 przedstawiona jest zależność sił pociągowych najnowszych projektowanych typów parowozów polskich, osobowego Pt 52 i towarowego Ty 51 od szybkości.

4. Mechanizm przeniesienia mocy silnika na szynę

Zagadnieniem, które wymaga przy bezpośrednim napędzie specjalnego omówienia, jest przeniesienie mocy silnika z obręczy na szynę. Jest to zjawisko bardzo złożone, jego warunki działania trudno zbadać; współczynnik przyczepności obręczy na szynie zależy w dużej mierze od czynnika, który trudno uchwycić liczbowo, mia-

nowicie od warunków atmosferycznych i wilgotności szyny. Zależy on jest poza tym od rodzaju napędu, od zmienności momentu obrotowego silnika, jak również od ewentualnej zmienności nacisku koła na szynę. Twierdzić można, że jeżeli oznaczmy maksymalną chwilową siłę obrotową silnika, rozwijaną na obwodzie kół napędowych, przez Z_{max} a przez Q_{min} chwilowe najniższe obciążenie koła, to stosunek Z_{sr}/Q_{sr} ograniczony będzie przez graniczną wielkość Z_{max}/Q_{min} , przy której następuje poślizg i którą nazywamy *współczynnikiem przyczepności*; jeżeli np. $Z_{max} = 2 Z_{sr}$ i $Q_{min} = 0,9 Q_{sr}$, to rzeczywista maksymalna siła pociągowa takiego pojazdu będzie $\left(\frac{0,9}{2} = 0,45\right) \frac{Z_{max}}{Q_{min}}$, przyjmując niezależność tego współczynnika od amplitudy wahań, co nie jest rzeczą pewną.

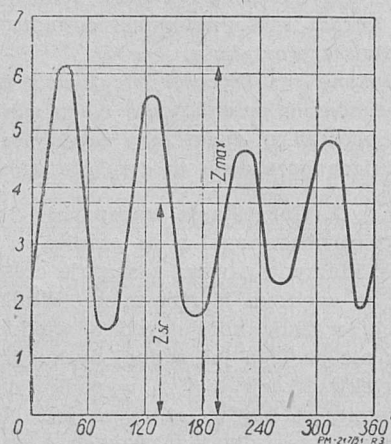
Współczynnik Z_{max}/Q_{min} jest zależny oczywiście od szybkości pojazdu. Jest on duży w stanie bezruchu i maleje ze wzrostem szybkości. Wraz z szybkością rosną amplitudy periodycznych odciążeń kół na skutek nierówności toru, ruch wężykowy pojazdu wzmacnia się z szybkością, co oczywiście powoduje wzrastające drobne poślizgi kół na szynie. Współczynnik przyczepności powinien wolniej spadać przy większej ilości osi wiązanych, przy których przyczyny działające na jedno koło rozkładają się na większy zespolony ciężar przyczepny. W tym samym kierunku działa powiązanie resorów kół przez wahacze wyrównawcze.



Rys. 2. Współczynnik przyczepności w zależności od szybkości.

Widzimy więc wpływ samej konstrukcji pojazdu na współczynnik przyczepności. Te różnorodne wpływy powodują, że różne źródła wykazują pokaźne rozbieżności charakterystyki krzywej współczynnika przyczepności w zależności od szybkości. Na rys. 2 podane są 4 krzywe z 4 różnych źródeł, krzywa a (Elektrische Bahnen, 1940 str. 219), krzywa b (A. M. Babiczko, Ciąga pojazdów, str. 81), krzywa c podana jest przez prof. dr inż. A. Langroda¹⁾ w artykule „Rodzaje trakcji kolejowej” na podstawie źródeł niemieckich z r. 1927, i w końcu krzywa d podana przez prof. inż. Czeccotta. Krzywe a i b w zasadzie pokrywają się, a odnosi się bowiem do elektrowozów, które posiadają niezmienny moment obrotowy, krzywa b uwzględnia już stosunek $\frac{Z_{max}}{Z_{sr}}$ parowozu;

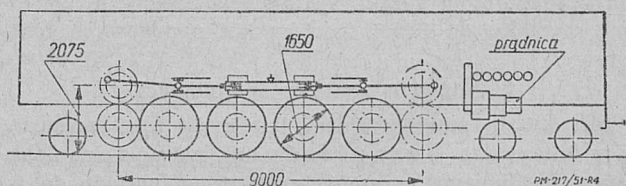
krzywa a/b podaje stosunek krzywej elektrowozu do krzywej parowozu z maszyną bliźniaczą, wzrastający z szybkością (tj. ze zmniejszeniem napełnienia) z 1,23 na 1,56, co mniej więcej pokrywa się z rezultatami, wynikającymi z wykresów momentów obrotowych parowozu przy różnych szybkościach.



Rys. 3. Momenty bliźniaczej maszyny parowej przy $\epsilon = 0,14$, $v = 110$ km/h.

W dalszym ciągu posługiwać będziemy się krzywą d, pokrywającą się przy większych szybkościach również z krzywą a, lecz dającą przy małych szybkościach mniejsze, więcej prawdopodobne wartości. Krzywa c nie ma, wydaje się na ogół logicznego uzasadnienia; jest ona prawdopodobnie specyficzną właściwością badanych 25 lat temu elektrowozów, spowodowaną przez wadliwe zawieszenie silników trakcyjnych. Przy takiej bowiem charakterystyce współczynnika przyczepności budowa parowozów z obecnie wprowadzanym stosunkiem wielkości kotła do ciężaru przyczepnego byłaby absurdem, zważywszy nierównomierność momentu obrotowego bliźniaczej maszyny parowej przy większych szybkościach i odpowiednio mniejszych napełnieniach (rys. 3).

Widzieliśmy, że na wysokość współczynnika przyczepności wpływają w wielkiej mierze właściwości konstrukcyjne pojazdu. Dla lokomotyw spalinowych bezpośrednio napędzanych przez wysokoprężny silnik z wtryskiem oleju napędowego lub gazu sprężonego (obieg proponowany przez autora) należy to zjawisko zbadać na przykładzie konkretnym.



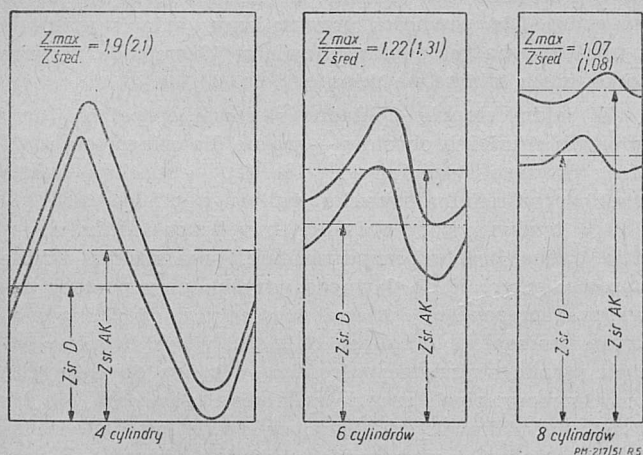
Rys. 4. Schemat gazowozu AK4.

Na rys. 4 widzimy schematyczny szkic zaproponowanego przez autora gazowozu AK4 z 4 osiami wiązany i następującymi parametrami: 6 cylindrów o średnicy 225 mm i skoku tłoków 2×900 mm działających na dwa wały, które swój moment przenoszą przez jednostopniowe przekładnie zębate (1200 : 1300 mm) na 2 ślepe osie, powiązane wiązarami z 4 kołami o średnicy 1650 mm; ciężar przyczepny — 80 t, szybkość maksymalna — 160 km/godz. Gazowóz ten nie posiada niewyważonych mas posuwistych, nie potrzeba zatem żadnych przeciwcieżarów dla ich wyrównoważenia, nie ma

¹⁾ Przegląd Komunikacyjny 1949 r. str. 110.

periodycznie zmieniających się sił pionowych działających na szynę i dla tej przyczyny można stosować o ok. 15% większy ciężar napędny, w naszym przypadku 20 t na oś.

Ponieważ stosunek przekładni pomiędzy kołami lokomotywy i wałami silnika jest bliski jedności, moment bezwładności mas wirujących jest niewielki, mniej więcej 10-krotnie mniejszy jak przy elektrowozach, powstanie drgań o większej amplitudzie pomiędzy masą lokomotywy i wałami wykorbionymi silnika jest zatem mało prawdopodobne. Można więc dla Z_{max} liczyć z pełnym współczynnikiem przyczepności według krzywej d (rys. 2). Należy oczywiście uwzględnić zmienność momentu obrotowego wynikającą z wykresu indykatorowego cylindra. Na rys. 5 widzimy wykresy momentów obrotowych silnika wysokoprężnego na paliwo ciekłe i na gaz o 4, 6, 8 cylindrach przy obiegu dwusuwowym i całkowitym napełnieniu. Stosunek Z_{max}/Z_{sr} dla 4-cylindrowej maszyny gazowozu równy jest 1,9 : 1, dla 6-cylindrowej 1,22 : 1, a dla 8 cylindrowej 1,07 : 1, przy silniku wysokoprężnym na paliwo płynne 2,1 : 1, 1,31 : 1 i 1,08 : 1, podczas gdy 2-cylindrowa bliźniacza obustronnie działająca maszyna parowozu wykazuje przy napełnieniu $\epsilon = 0,3$, stosunek $\frac{Z_{max}}{Z_{sr}} = 1,15$, a dopiero przy napełnieniu $\epsilon = 0,14$ wykazuje (rys. 3) $\frac{Z_{max}}{Z_{sr}} = 1,67$.



Rys. 5. Wykresy momentów obrotowych silnika wysokoprężnego na gazowe (AK) paliwo ciekłe (D).

O tej zasadniczej różnicy silnika spalinowego, a mianowicie nierównomierności jego momentu obrotowego, zapomniano przy konstrukcji pierwszej lokomotywy spalinowej z bezpośrednim napędem firmy Sulzer¹⁾; sądzono wprawdzie, że będzie można rozszerzyć wykres przez wdmuch dodatkowego powietrza sprężonego, co jednak udało się tylko w niewielkim stopniu. Wykres indykatorowy tej lokomotywy wykazał tylko nieznaczne poszerzenie, i stosunek Z_{max} do Z_{sr} wypadł w najlepszym razie 1,8 : 1. To spowodowało, że lokomotywa ta osiągnęła w stosunku do parowozu o jednakowym ciężarze przyczepnym niewiele ponad 40% jego siły pociągowej. Lokomotywa ta zdyskredytowała od samego początku bezpośredni napęd, lecz nigdzie nie podano przyczyn tego niepowodzenia. Jeszcze w Maszynostrojeniu (tom XIII str. 610) podany jest mylny wykres siły pociągowej tej lokomotywy, nieosiągalny z powodu wyżej podanej przyczyny.

Nawet przy pośrednim napędzie poprzez kilkustopniową przekładnię mechaniczną i przy stosowaniu koła zamachowego nie wolno pomijać wpływu zmienności momentu obracającego; w Maszynostrojeniu (tom XIII str. 561) widzimy stwierdzone na ciepłowozie 3MX-3 zupełnie niedopuszczalne wahania siły pociągowej. Na każdym stopniu szybkości silnik jest tam praktycznie sztywno połączony z kołami. Silnik posiadający charakterystykę 3-cylindrowego dwusuwu powoduje wahania siły pociągowej na haku pomiędzy 23000 i 12000 kG. Konieczne jest w tym przypadku połączenie elastyczne, jakim może być sprzęgło hydrauliczne; koło zamachowe silnika bez takiego sprzęgła pogarsza tylko sytuację. Zgubny wpływ nierównomiernego momentu obrotowego silnika czterosuwowego na mechanizm i na opony samochodu został dopiero w ostatnim czasie rozpoznany i opanywany przez zastosowanie sprzęgła hydraulicznego.

Wykresy rys. 5 dowodzą nie tylko, że należy stosować co najmniej 6 cylindrów dwusuwowych, lecz że należy stosować maszyny o możliwie największym napełnieniu, o możliwie największym stosunku średniego ciśnienia indykowanego do maksymalnego. Różnica p_i wysokoprężnego silnika gazowego w stosunku do silnika na paliwo ciekłe powoduje już znaczną różnicę $\frac{Z_{max}}{Z_{sr}}$.

4. Zasady konstrukcyjne silnika dla bezpośredniego napędu

Rozważania powyższe prowadzą bezpośrednio do ściśle określonej konstrukcji lokomotywy spalinowej z bezpośrednim napędem. Wysokie użyteczne ciśnienie jest możliwe tylko przy dobrym przepłukaniu cylindra, tj. tylko przy jednokierunkowym ruchu powietrza, i przy możliwie długich cylindrach, tj. przy możliwie wysokim stosunku skoku tłoka do średnicy cylindra, przy którym cylinder przyjmuje kształt długiej rury, w jakiej wymieszanie powietrza ze spalinami nastąpić nie może. Długi skok powoduje wielką szybkość tłokową wobec czego o stosowaniu zaworów wlotowych czy wylotowych mowy być nie może; należy stosować cylinder ze szczelnymi sterowanymi przez tłok po obu końcach cylindra, to znaczy silnik przelotowy z przeciwbieżnymi tłokami, przez co długość cylindra się podwaja. Długie cylindry są możliwe tylko w układzie leżącym, a więc automatycznie powstaje układ z dwoma wałami poprzecznymi, które należy sprzęgać z osiami lokomotywy (rys. 4).

Ten układ ma następujące zalety: a) wyrównoważenie mas posuwistych, b) podział pracy na dwa tłoki i wały korbowe, co powoduje małe wymiary cylindrów, małe siły tłokowe i lekką budowę maszyny. (Silnik o mocy 4500 KM ma średnicę cylindrów 225 mm, siłę tłokową przy 60 at około 24 000 kG, wobec 48 000 kG parowozu Pt 52).

Dla obliczenia średnicy cylindra należy się zastanowić nad osiągalnym ciśnieniem indykowanym w tego rodzaju cylindrach. Jeżeli w pierwszorzędnym wysokoprężnym silnikach czterosuwowych z wtryskiem oleju napędowego bez doładowania osiągnąć można $p_i = 9$ kG/cm², to wysokoprężny silnik gazowy powinien osiągnąć $p_i = 12$, ponieważ gaz nie wymaga nadmiaru powietrza do jego zupełnego spalania. Teoretyczne obliczenia prowadzą nawet do $p_i = 14$ kG/cm². Przyjmując sprawność mechaniczną silnika na $\eta_m = 0,83$, możemy przyjąć średnie użyteczne ciśnienie silnika na wale kor-

¹⁾ Sternber. Die erste Thermolokomotive Z.d.VDI 1913.

bowym $p_e = 10 \text{ kG/cm}^2$, zaś przeliczone na obwód kół napędowych lokomotywy — $9,5 \text{ kG/cm}^2$.

Zakładamy w pierwszym przybliżeniu, że siła pociągowa na obwodzie kół napędowych ma wynosić $\frac{2}{3}$ siły na granicy przyczepności przy szybkości $v = 40 \text{ km/godz.}$, przy której lokomotywa ewentualnie będzie pracowała na wzniesieniu 10‰ w przeciągu kilkudziesięciu minut. Przy $v = 40 \text{ km/godz.}$ współczynnik przyczepności jest równy 210 kG/t , zatem przy $p_e = 10 \text{ kG/cm}^2$ siła pociągowa na obwodzie kół

$$= \frac{210}{1,31} \cdot \frac{2}{3} \cdot 80 = 8500 \text{ kG},$$

zaś przeliczona na wał korbowy silnika

$$= \frac{8500}{0,95} = 9000 \text{ kG}$$

gdzie: 80 — oznacza ciężar przyczepny w t,

0,95 — współczynnik sprawności mechanicznej przeniesienia z wału korbowego na zestaw pędne lokomotywy, 1,31 — stosunek Z_{max} do Z_{sr} .

Przy prędkości $v = 40 \text{ km/h}$ silnik rozwija

$$\frac{40 \cdot 1300 \cdot 60}{3,6 \cdot 1,65 \cdot \pi \cdot 1200} = 139 \text{ obr/min.}$$

Moc silnika wynosi:

$$\frac{9000 \cdot 40}{75 \cdot 3,6} = 1330 \text{ KM},$$

dla której przekrój cylindra

$$F = \frac{1330 \cdot 75 \cdot 60}{10 \cdot 6 \cdot 139 \cdot 1,8} = 400 \text{ cm}^2 \text{ tj. średnica } 225 \text{ mm.}$$

jak wyżej przyjęto.

Siła pociągowa na obwodzie kół napędnych leży przy ciężarze przyczepnym — 80 t i prędkości $v = 160 \text{ km/h}$ jeszcze poniżej granicy przyczepności, która wg wykresów a i d na rys. 2 wynosi: $\frac{80 \cdot 160}{1,31} = 9700 \text{ kG}$. Przy tej

prędkości silnik rozwija moc liczoną na obwodzie kół napędnych

$$\frac{8500 \cdot 160}{75 \cdot 3,6} = 5050 \text{ KM}$$

zaś na wale korbowym 5300 KM. Widzimy jaką moc, jaki zryw posiada lokomotywa z bezpośrednim napędem przy dużych szybkościach.

5. Zwiększenie siły pociągowej przy niskich szybkościach

Jak będzie się silnik ten zachowywał przy niskich szybkościach? Dochodzimy do ważnego zagadnienia pracy silnika spalinowego przy wielkiej rozpiętości obrotów. Jak kształtują się straty ciepłne przy bardzo niskiej liczbie obrotów? Gdyby współczynnik przenikania ciepła przez ściany silnika był wielkością stałą, praca silnika przy bardzo niskiej liczbie obrotów byłaby niemożliwa, ciepło spalania przenikałoby prawie bez reszty do płaszcza chłodzącego. Tak jednak nie jest; decydujący współczynnik przyjmowania ciepła gazów przez ścianę cylindra jest zależny od szybkości gazów i od czasu¹⁾.

Tym tłumaczy się fakt, że okrętowe silniki wysoko-
prężne pracują i posiadają dostateczną temperaturę końcową sprężania potrzebną do samozapłonu paliwa nawet przy 20 obr/min. Przy wzmiankowanej lokomotywie Klose-Sulzer przejście z napędu powietrznego na spalanie następowało przy 24 obr/min silnika. Przy projektowanym gazowozie zagadnienie samozapłonu nie istnieje, ponieważ zapoczątkowanie spalania przewidziane jest

przez zapłon iskrowy, który działać może tylko na niewielkie ilości gazu znajdujące się w chwili zapłonu w cylindrze. Ten początkowy zapłon wystarczy jednak do zapłonu dalszych partii gazu w miarę ich dopływu — wdmuchu do cylindra.

Straty ciepłne w czasie sprężania i spalania zależą od stosunku powierzchni do objętości przestrzeni sprężania względnie do objętości przestrzeni roboczej w końcu spalania. Stosunek ten wynosił $0,83 \text{ cm}^2/\text{cm}^3$ względnie $0,36$ w silniku lokomotywy Klose-Sulzer a $0,4$ i $0,25$ w naszym silniku. Na 1 KM lokomotywy, powierzchnia przy końcu spalania, a więc w momencie najwyższej temperatury gazów, wynosi przy naszym silniku $3,1 \text{ cm}^2$, przy pierwszych lokomotywach spalinowych ZSRR według danych Maszynostrojenia (tom XIII) — 43 cm^2 , przy ostatnich jeszcze $22,8 \text{ cm}^2$, zaś przy największej lokomotywie General Motors $18,2 \text{ cm}^2$. Jest to bardzo cenna dalsza zaleta naszego silnika o długim skoku. Chłodnica wypadnie odpowiednio mniejsza, tańsza i lżejsza. Autor obserwował w roku 1911 trwały bieg silnika z tłokami przeciwbieżnymi o średnicy 200 mm i $2 \times 400 \text{ mm}$ skoku z wtryskiem paliwa ciekłego przy pomocy sprężonego powietrza (dawny proces Diesla) przy 20 obr/min i $p_e = 9 \text{ kG/cm}^2$ bez doładowania.

Nasz gazowóz nie skazany na samozapłon będzie mógł wobec tego pracować przy jeszcze niższych obrotach — przypuszczalnie 15 obr/min. silnika tj. przy $v = 4,5 \text{ km/godz.}$ Dla pewności przyjmujemy jednak przejście z powietrza na gaz dopiero przy $v = 10 \text{ km/godz.}$ tj. przy 35 obrotach silnika na minutę.

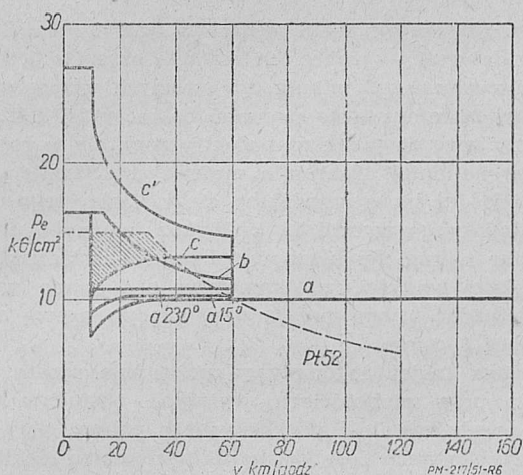
W jakim stopniu dokładne sterowanie spalania przy wielkich różnicach obrotów — ważne dla osiągnięcia możliwie niskiego stosunku Z_{max} do Z_{sr} — możliwe będzie przy bezpośrednim wtrysku paliwa płynnego do cylindra, trudno z góry określić. Przy bezpośrednim napędzie trzeba będzie przypuszczalnie, przy niskiej liczbie obrotów powrócić do dawnego wtrysku przy pomocy powietrza sprężonego dostarczonego przez oddzielną maszynę pomocniczą. Stosunek objętości wtryskiwanego paliwa płynnego przy bezpośrednim wtrysku do wdmuchu przy pomocy powietrza, do wdmuchu gazu ma się jak $1:10:40$. Wdmuch przy pomocy powietrza ułatwi sterowanie paliwa i opanowanie spalania 10-krotnie, a poza tym spowoduje lepsze wykorzystanie zawartości tlenu cylindra przez lepsze przemieszanie, zwiększy zatem p_e i polepszy stosunek Z_{max}/Z_{sr} .

Przy gazowym silniku zaproponowanym przez autora, objętość wtryskiwanego gazu jest jeszcze 4-krotnie większa, a więc wdmuch można dokładnie opanować; przemieszanie gazu z zawartością cylindra jest zawsze jednakowe, ponieważ szybkość kątowna wiru powietrza w cylindrze wywołanego przy przepłukaniu cylindra jest w stałym stosunku do szybkości kątowej silnika i szybkości wtrysku.

Z powyższego widzimy, że połączenie układu silnika z przeciwbieżnymi tłokami o wielkim skoku z obiegiem gazowym proponowanym przez autora daje maksymalne możliwości zmiany liczby obrotów silnika i nadaje się idealnie do bezpośredniego napędu lokomotywy. Widzimy, że paliwo gazowe posiada dla trakcji kolejowej specjalnie cenne zalety i że nie należy go uważać za namiastkę obraną z konieczności.

Na rys. 6 widzimy wykres siły pociągowej na obwodzie kół naszego gazowozu z bezpośrednim napędem

¹⁾ Nusselt, Der Wärmeübergang, Z.d. VDI. 1914 str. 361.



Rys. 6. Powiększenie siły pociągowej lokomotyw na obwodzie kół przeliczone na średnie użyteczne ciśnienie w zależności od szybkości.

przeliczonej na średnie użyteczne ciśnienie w zależności od szybkości v — krzywa a . Siła ta jest stała i spada tylko na skutek strat cieplnych aż do szybkości granicznej, poniżej której działa rozruch przy pomocy powietrza sprężonego. Krzywa ta jest z punktu widzenia trakcji kolejowej niedogodna. Dla porównania naniesiona jest krzywa projektowanego ciężkiego parowozu osobowego Pt 52. Gazowóz daje wprawdzie dużą moc i siłę pociągową przy większych szybkościach, przewyższając znacznie parowóz, lecz jego zryw przy małych szybkościach będzie zbyt mały, ciężar pociągu będzie ograniczony przez niedostateczną siłę pociągową potrzebną do przezwyciężenia większych wzniesień chociażby przy zmniejszonej szybkości. Rezerwa ciepła zawarta w masie wody w kotle parowozowym pozwala zresztą na krótkotrwałe znaczne przekroczenie krzywej wyznaczonej dla parowozu. Tym bardziej należy szukać możliwości przejściowego powiększenia momentu obrotowego silnika spalinalowego.

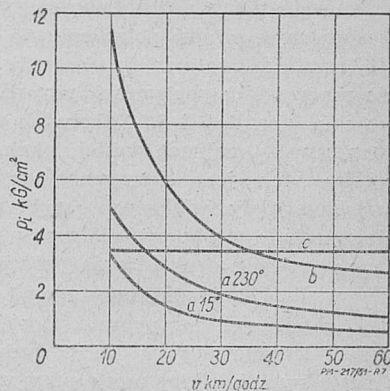
Istnieją 3 możliwości — a) rozszerzenie wykresu indykatorowego silnika przez dodawanie powietrza sprężonego do cylindra silnika, b) wykorzystanie tego powietrza do spalania dodatkowego paliwa, c) doładowanie silnika przez podniesienie obiegu silnika na wyższy poziom, tj. przez dławienie wylotu silnika.

Dodawanie powietrza sprężonego według alternatywy a) i poszerzanie w ten sposób wykresu indykatorowego cylindra poprawia stosunek Z_{max} do Z_{tr} . Powietrze dostarczać musi oczywiście silnik pomocniczy. Przyjmujemy moc tego silnika na 600 KM, z których ca 50 KM potrzebne są stale do napędu różnych pomp, kompresora hamulcowego, wentylatorów chłodnicy itd. Pozostaje 550 KM na sprężanie powietrza. Moc 550 KM starczy na sprężanie ca 575 l/sek do 50 at. Ta ilość powietrza może powiększyć napełnienie cylindra w granicach od 5 do 0,8% przy szybkościach $v = 10 \div 60$ km/godz. Ponieważ w tych granicach 1% zwiększenia napełnienia daje ca 0,6% zwiększenia średniego ciśnienia, więc średnie ciśnienie wzrośnie o 3 kg/cm² przy 10 km/godz, a 0,48 kg/cm² przy 60 km/godz.

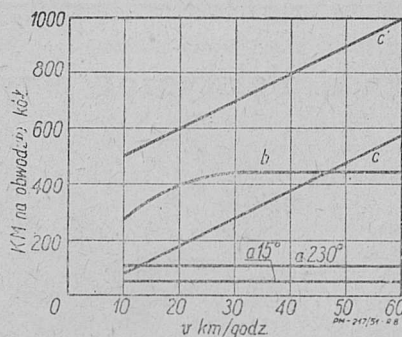
O ile powietrze sprężane w dwustopniowej sprężarce po drugim stopniu nie będzie chłodzone i doprowadzone z temperaturą ok. 230°C do cylindrów głównego silnika, wtenczas powyższe cyfry zwiększają się o ok. 70%, tj. średnie ciśnienie zwiększy się o 5 kg/cm² przy $v =$

$= 10$ km/godz i 0,8 kg/cm² przy 60 km/godz. Na rys. 7 widzimy powiększenie ciśnienia głównego silnika w zależności od szybkości lokomotywy v , a na na rys. 8 dodatkową moc głównej maszyny. Przy naniesieniu tych wielkości na rys. 6 zauważymy na podstawie krzywych a_{15} i a_{230} , że pokrywają one zaledwie straty cieplne głównego silnika przy zupełnie niskiej liczbie obrotów, a przy szybkościach ponad 30 km/godz. poprawa siły pociągowej jest tak znikoma, że rozwiązanie to traci swój sens. Poprawa mocy wynosi zaledwie ok. 60 wzgl. 100 PS, sprawność przeniesienia mocy silnika pomocniczego ważącego ze sprężarką około 14 t na koła napędowe wynosi 11% względnie 19%.

Inaczej przedstawia się sprawa, o ile wykorzystamy wtyskiwane powietrze do spalania dodatkowego paliwa, alternatywa b). Jest do pomyślenia taki układ, że cylinder silnika wysokopiętnego otrzyma dwa zawory wtyskowe, jeden dla bezpośredniego wtysku oleju w granicach szybkości $v = 40 \div 160$ km/godz, a drugi — do wdmuchu paliwa przy niskich szybkościach przy pomocy wielkiej ilości gorącego powietrza sprężonego. Powiększenie średniego ciśnienia wynosić będzie przy tej samej mocy sprężarki, co poprzednio, ca 12 kg/cm² przy $v = 10$ km/godz, a 3 kg/cm² przy 60 km/godz. Na rys. 7 i 8 widzimy odpowiednie krzywe b dodatkowego ciśnienia i mocy w zależności od szybkości lokomotywy. Odpowiednia krzywa b na rys. 6 wykazuje, że w ten sposób można charakterystykę lokomotywy poprawić w stopniu zupełnie dostatecznym. Jest to właściwie układ stosowany na lokomotywie firmy Sulzer, której niepowodzenie spowodowane było tylko niedostateczną ilością cylindrów.



Rys. 7. Powiększenie średniego ciśnienia p_i w cylindrze w zależności od szybkości.



Rys. 8. Powiększenie mocy lokomotywy w zależności od szybkości.

Przechodzimy do układu c). Doładowanie przez dławienie wylotu jest ogólnie znane, jest to po prostu podniesienie całego obiegu silnika na wyższy poziom. Pod względem konstrukcyjnym i obsługi jest to niewątpliwie rozwiązanie najprostsze, opracowane przez autora w obszernej pracy dyplomowej w r. 1909; można korbę regulującą ilość wtyskiwa-

nego paliwa połączyć w ten sposób z mechanizmem kłapy dławiącej wylot, że dławienie nastąpi automatycznie bez współudziału maszynisty. Przez dławienie wylotu do 1,5 at abs osiągamy zwiększenie średniego użytecznego ciśnienia o 30%, względnie 35%, jeśli w okresie dławienia dmuchawę silnika głównego napędza silnik pomocniczy.

Zużycie mocy dmuchawy dodatkowej wynosić będzie w zależności od jej połączenia 75 ÷ 150 KM. Zwiększenie średniego użytecznego ciśnienia w cylindrze, zwiększenie mocy i siły pociągowej przy dławieniu podają krzywe c na rys. 6, 7 i 8. Cokolwiek wolniejszy w stosunku do parowozu rozruch takiej lokomotywy przy niższych szybkościach jest skompensowany przez jej ogromną przewagę przy większych szybkościach. Układ c jest niewątpliwie najkorzystniejszy pod względem ciężaru i ceny pojazdu oraz zużycia paliwa.

6. Dodatkowy napęd pośredni

Zachodzi jednak pytanie, czy by nie warto właściwości lokomotywy z bezpośrednim napędem, która z racji swej wielkiej mocy przy większych szybkościach mogłaby obsłużyć znacznie cięższe pociągi, w obrębie niskich szybkości wydatnie poprawić. Znane są trudności parowozów przy rozruchu — poślizg kół, rzucanie — które przy ciężkich pociągach powtarza się nieraz 10 ÷ 15 razy zanim pociąg naprawdę ruszy. Kolejarze pogodzili się z tym faktem jako złem nieuniknionym, — pomimo jego szkodliwego wpływu na pojazd i szyny.

Autor wskazał w patencie niemieckim z roku 1914 nr 304838 drogę do usunięcia tej niedogodności. Przyjmując silnik pomocniczy tej samej mocy co przy układzie a) i b), mamy przy dławieniu wylotu do wykorzystania 450 do 525 KM. Tę moc przerzucamy przy pomocy przekładni elektrycznej na osie, ale nie napędne, lecz osie toczne lub tendrowe. Korzystamy w tym przypadku z dodatkowego ciężaru przyczepnego i dzięki temu osiągamy wybitne polepszenie charakterystyki siły pociągowej. Stosunkowo niewielka moc daje przy małych szybkościach ogromne zwiększenie siły pociągowej, zobrazowane przez krzywą c' na rys. 6 i 8.

To jest właściwe rozwiązanie dla lokomotyw spaliniowych pracujących na linii. Ciężar przekładni elektrycz-

nej jest stosunkowo niski, generator jak i silniki wystarczy dobierać — wobec ich krótkich okresów pracy — przy rozruchu 2 ÷ 3 minuty, na stromych wzniesieniach najwyżej 20 minut — w stosunku do mocy 250 kW. Powracamy więc do przekładni elektrycznej, ale w rozmiarach co najmniej 10-krotnie mniejszych. Stosujemy ją tam gdzie dać może największy efekt. Ciężar tego układu dodatkowego wynosi 12 t. Wybór już przez wzgląd na ciężar i cenę nie ulega wątpliwości, abstrahując od tej wielkiej korzyści, że lokomotywa o 4 osiach wiązanych posiadać będzie maksymalną siłą pociągową odpowiadającą 8 osiom.

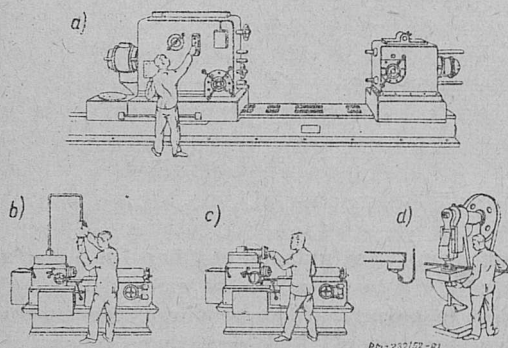
Obsługa takiej lokomotywy pozostanie prosta; maszynista przy szybkościach wyższych obsługuje tylko korbę regulującą ilość wtryskiwanego paliwa, przy niższych szybkościach dochodzi korba nastawnika elektrycznego. Pomocniczy silnik pracuje normalnie przy 300 obr/min. i daje prąd o napięciu 220 Volt do baterii akumulatorów, z której czerpią prąd maszyny pomocnicze; przy niskich szybkościach lokomotywy pracuje on przy 1000 obr/min. i daje prąd o napięciu do 750 Volt do silników trakcyjnych. Przy tym układzie jest nawet rzeczą stosunkowo mało ważną, jaki będzie spadek siły pociągowej głównego silnika przy niskich obrotach.

Pozostaje jeszcze zagadnienie pierwszego momentu rozruchu. Przyjmujemy, jak wyżej, że zapłon silnika nastąpi dopiero przy $v = 10$ km/godz., tj. przy ok. 35 obrotach na minutę silnika. Przy ciężarze pociągu ca 900 t lokomotywa osiągnie podczas rozruchu powietrzem sprężonym o ciśnieniu 40 at tę szybkość po 4 obrotach kół napędnych. Ciężar zasobników powietrza wystarczającego dla 10-krotnego rozruchu bez ładowania oblicza się na 4 t.

Na poziomej, projektowany gazowóz z pociągiem o ciężarze 700 t osiągnie szybkość $v = 60$ km/godz. w ciągu ok. 2 minut na przestrzeni 600 m. Jest więc naprawdę wielką przesadą dla tych 2 minut, powtarzających się co godzinę przy pociągach pospiesznych, a co 15 minut przy osobowych, przenosić całą moc silnika spalinowego przez jakąkolwiek przekładnię na koła, kosztem olbrzymiego ciężaru i różnicy cen.

(c. d. n.)

Przełączniki elektryczne przy obrabiarkach i bezpieczeństwo pracy



Rys. 1. Przykłady umieszczenia wyłącznika elektrycznego na obrabiarkach: a — przycisk umieszczony powyżej wysokości głowy pracownika, b — przycisk na wieżaku nad obrabiarką, c — przycisk na ramieniu nad obrabiarką, d — przycisk pod stołem obrabiarki.

Bezpieczeństwo pracy przy obrabiarkach do metali jest w dużym stopniu zależne od właściwej konstrukcji oraz miejsca umieszczenia przełączników elektrycznych.

Szczególne znaczenie posiada przełącznik główny, wyłączający wszystkie obwody elektryczne w obrabiarence. Nie może on znajdować się zbyt nisko, np. pod wanną obrabiarki, względnie na ścianie poza pracownikiem lub obrabiarką. Przełącznik ten powinien być łatwo dostępny dla obsługującego z miejsca jego pracy. Poza tym taki przełącznik powinien być oznaczony farbą czerwoną.

Zaletą wyposażenia elektrycznego obrabiarek są bardzo małe siły potrzebne do włączania wszelkiego rodzaju przełączników. Może to, w przypadku niewłaściwej konstrukcji przełącznika względnie jego wadliwego umieszczenia, wywołać mimowolne włączenie obrabiarki, np. w chwili gdy pracownik pochyla się nad obrabiarką. Na rys. 1 przedstawiono kilka sposobów właściwego umieszczenia przełączników w niektórych obrabiarkach do metali.

(Werkstatt und Betrieb nr 4/52)

W. K.

Sprawdzanie maszyn wytrzymałościowych do prób statycznych

620.15:620.172/4:53.089.6

Inż.-mech. JERZY MIKOSZEWSKI

Osiągnięcie dokładnych wyników prób wytrzymałościowych oraz otrzymanie zgodności wyników prób tego samego materiału, wykonanych w różnych laboratoriach i na maszynach różnego typu, może być zapewnione jedynie pod warunkiem przestrzegania jednolitych norm przeprowadzania prób¹⁾, przepisów o sprawdzaniu maszyn²⁾ oraz przepisów o właściwym ich użytkowaniu.

W artykule podano: ogólny podział maszyn wytrzymałościowych do prób statycznych, wytyczne w sprawie nadzoru nad nimi, uwagi o właściwym użytkowaniu maszyn, metody sprawdzania oraz omówiono przy tym dynamometrię stosowane.

Wstęp

Poniżej będzie mowa o sprawdzaniu maszyn przeznaczonych do statycznych prób rozciągania, ściskania, zginania itp. za wyjątkiem maszyn do prób skręcania, które są stosowane rzadko. Nie będzie również omawiane sprawdzanie maszyn do prób przy udarowym działaniu siły (młotów udarowościowych), jak też sprawdzanie maszyn do prób przy obciążeniu siłami okresowymi zmiennymi (maszyn zmęczeniowych).

Maszyny do prób statycznych można podzielić:

- a) pod względem konstrukcyjnym — na maszyny o osi korpusu pionowej lub poziomej;
- b) pod względem rodzaju przeprowadzanych prób — na maszyny do prób na rozciąganie, ściskanie, zginanie lub ścinanie i na maszyny uniwersalne pozwalające przez założenie odpowiednich uchwytów, na przeprowadzenie prawie wszystkich wyżej wymienionych prób;
- c) pod względem sposobu wytwarzania obciążenia — na maszyny z napędem mechanicznym lub hydraulicznym;
- d) pod względem urządzenia do pomiaru siły — na maszyny z siłomierzem: dźwigniowo-obciążnikowym, dźwigniowo-przesuwnikowym, dźwigniowo-uchylnym, manometrycznym, manometryczno-uchylnym, sprężysto-manometrycznym;
- e) pod względem przeznaczenia — na maszyny do badania lin, łańcuchów, gumy, papieru, siły sprężyn itp.

Na rys. 1 przedstawiony jest najczęściej spotykany typ uniwersalnej maszyny wytrzymałościowej z napędem hydraulicznym, o pionowej osi korpusu, z siłomierzem manometryczno-uchylnym, tj. z tłoczko-wym manometrem w połączeniu z wagą uchylną. Maszyna ta ma trzy obszary miernicze siły (3 skale).

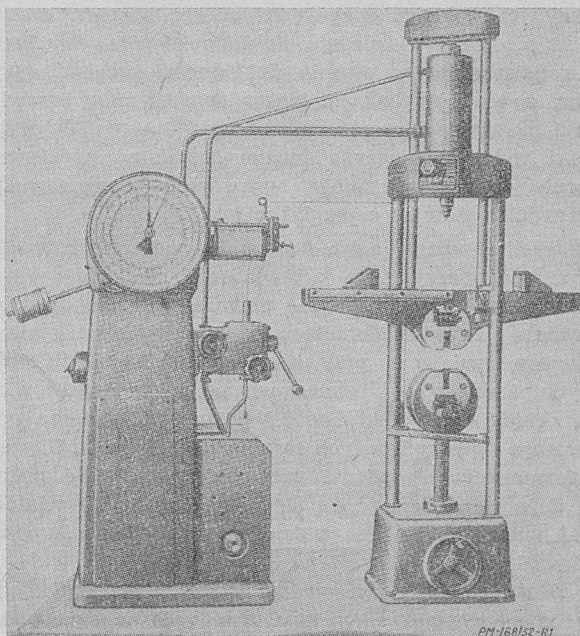
1. Wytyczne w sprawie nadzoru nad maszynami wytrzymałościowymi

Celem sprawdzania maszyn jest stwierdzenie dokładności i pewności wskazań oraz czułości siłomierza maszyny. Dokładność, pewność i czułość mogą być zapewnione, jeżeli maszyna podlega okresowemu sprawdzaniu urzędowemu, w niezbyt dużych odstępach czasu przynajmniej raz w roku, a przede wszystkim:

¹⁾ Sposób właściwego przeprowadzania prób regulują normy PN/H-04310 i PN/H-04320.

²⁾ Sprawdzaniem urzędowym maszyn wytrzymałościowych zajmuje się Główny Urząd Miar, który opracował przepisy sprawdzania na podstawie własnego doświadczenia oraz na podstawie następujących norm i przepisów zagranicznych: 1) instrukcji 34—49 Komitetu Miar ZSRR, 2) normie DIN 1604 i na projekcie normy DIN 51300, 3) projekcie normy ISA Nr 17/61, 4) normie ASTM E 4—36.

- a) po pierwszym ustawieniu maszyny,
- b) po każdym ponownym ustawieniu w przypadku maszyn fundamentowanych,
- c) po każdej naprawie,
- d) po każdej zmianie wpływającej na sposób działania,
- e) przy niezgodnościach wyników pomiarów.



Rys. 1. Uniwersalna maszyna wytrzymałościowa.

Urzędowego stwierdzenia dokładności dokonuje się za pomocą dynamometrów wzorcowych (normalnych), które powinny umożliwiać dokładne i pewne mierzenie siły. Dla oceny dokładności maszyny wyznacza się błąd wskazania siłomierza maszyny, tj. różnicę między wskazaniem siłomierza maszyny a obciążeniem działającym na próbkę, zmierzonym za pomocą dynamometru wzorcowego. Różnicę tę wyraża się w procentach wskazania maszyny.

Jeżeli oznaczmy przez: P_n — obciążenie nominalne odczytane na siłomierzu maszyny podane w kG, P_c — średnią arytmetyczną z trzech pomiarów obciążeń w kG, odczytanych na przyrządzie wzorcowym, $P_n - P_c$ — błąd wskazania siłomierza, to błąd procentowy siłomierza maszyny wynosi:

$$\frac{P_n - P_c}{P_n} \cdot 100\%$$

Siłomierz maszyny uważa się za dokładny, jeśli błąd procentowy w całym obszarze mierniczym stosowania maszyny nie przekracza następujących granic:

± 1% w przypadku wszystkich maszyn do prób statycznych, jeżeli za pomocą nich mają być badane: stal i metale nieżelazne, druty, liny druciane i konopne, drewno, skóra, papier, guma, materiały włókiennicze i tworzywa sztuczne;

± 3% w przypadku wszystkich maszyn do badania materiałów budowlanych (naturalne i sztuczne kamienie, cement, beton);

± 3% w przypadku maszyn do badania porcelanowych izolatorów wysokiego napięcia;

± 3% w przypadku maszyn, za pomocą których bada się łańcuchy techniczne;

± 3% w przypadku maszyn do badania kotwic okrętowych, łańcuchów kotwicznych i okrętowych;

± 3% w przypadku maszyn do badania sprężyn.

Określenie obszaru mierniczego maszyny jest podane w punkcie 2.

Dokładność maszyny nie jest jej własnością trwałą, błędy jej wskazań ulegają zmianie z biegiem czasu. Jednorazowe stwierdzenie dokładności nie daje zatem gwarancji zachowania dokładności przez dłuższy czas, z tego względu przepisy sprawdzania przewidują okresowe i częste sprawdzanie maszyn. O pewności wskazań maszyny można sądzić na podstawie porównywania wyników sprawdzania i obserwacji rozwoju błędów w ciągu kilku lat.

Jeżeli chodzi o czułość (a raczej ruchliwość) siłomierza maszyny, to jest własność, która daje gwarancję, że siłomierz wskaże pewnie małe zmiany obciążenia. Przy niedostatecznej ruchliwości siłomierz nie ma, zwłaszcza przy niższych obszarach mierniczych, żadnego jednoznacznego położenia wskazówki, na skutek czego dokładność i pewność siłomierza pogarszają się przy niższych stopniach obciążenia. Ubytek rzeczywistego obciążenia przy poddawaniu się próbki daje się zauważyć na siłomierzu i nie we właściwej wielkości, co jest ważne przy wyznaczaniu granicy płynności.

Dla oceny czułości wyznacza się tarcie zachodzące w maszynie i siłomierzu. Tarcie to wyznacza się z różnicy wskazań dynamometru wzorcowego przy rosnącym i malejącym obciążeniu, przy tym samym wskazaniu siłomierza maszyny.

Sprawdzenia dokonuje się przy włączonych i wyłączonych urządzeniach pomocniczych, jak np. urządzeniu do rejestracji siły i odkształceń. Z różnicy wskazań bada się ich wpływ na dokładność i czułość siłomierza maszyny.

Ocena maszyny na podstawie wyników sprawdzenia i obserwacji działania całej maszyny w czasie sprawdzania, odbywa się za pomocą analizy wykresu, który przedstawia zależność $P_n - P_c$ tj. średni błąd wskazań w funkcji P_n — obciążenia nominalnego. Ocena ta wymaga dużego doświadczenia osoby sprawdzającej. Wyniki sprawdzenia i ocenę maszyny podaje się w urzędowych świadectwach sprawdzenia. Świadectwo uwierzytelnienia wydaje się wtedy, gdy wyliczone wartości liczbowe błędów wskazań są w granicach dopuszczalnych, a czułość i dokładność są wystarczające. W przeciwnym przypadku wydaje się świad-

ectwo ekspertyzy, które jest zarazem dla użytkownika podstawą do wykonania naprawy maszyny. Ponadto świadectwo zawiera szczegółowe dane charakteryzujące maszynę.

2. Uwagi o właściwym użytkowaniu maszyn

Wyniki prób zależą nie tylko od dokładności maszyny, lecz również od sposobu posługiwania się maszyną. W związku z tym należy zawsze dogłądać wszystkie części maszyny i obchodzić się z nimi w sposób właściwy, podany przez wytwórnictwo. Np. między innymi należy zwrócić uwagę na: czystość uchwytu, osiowość obciążenia próbki, stosowanie oleju o właściwej lepkości w przypadku maszyn z napędem hydraulicznym, ruchliwość części przesuwanych i obrotowych (tłok i łożyska itp.).

Należy mieć na uwadze, że dokładność maszyny po sprawdzeniu jest zapewniona tylko w pewnym obszarze mierniczym siły, zwanym obszarem mierniczym użytkowym (roboczym). Wobec tego maszyny powinny być stosowane do prób w podanym poniżej obszarze użytkowym, od dolnej wartości granicznej do obciążenia maksymalnego, jeśli nie ustalono węższego obszaru użytkowego w świadectwie urzędowym ostatniego sprawdzenia. **Dolna wartość graniczna** wynosi:

a) w przypadku maszyn wytrzymałościowych z jednym obszarem mierniczym — 1/10 maksymalnego obciążenia maszyny;

b) w przypadku maszyn z kilkoma obszarami mierniczymi, w których górna wartość najmniejszego obszaru mierniczego wynosi więcej niż 1/10 górnej wartości największego obszaru maszyny — 1/25 maksymalnego obciążenia;

c) w przypadku maszyn z kilkoma obszarami mierniczymi, których górna wartość obszaru najmniejszego wynosi 1/10 górnej wartości największego obciążenia maszyny lub mniej — 1/50 maks. obciążenia.

Nie należy stosować maszyny przy obciążeniach poniżej 1/10 maksymalnej siły odpowiedniego obszaru.

Celem stałej kontroli maszyny użytkownik może w każdej chwili sprawdzić jej dokładność metodą porównawczą, podaną w punkcie 3 b, względnie dynamometrami kontrolnymi, o ile jest w ich posiadaniu.

3. Metody sprawdzania maszyn wytrzymałościowych

Poniżej są podane cztery metody, jednak tylko dwie ostatnie są stosowane przy sprawdzaniu urzędowym.

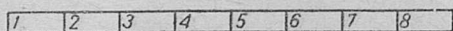
a) **Sprawdzanie za pomocą dźwigni kontrolnych**, obciążonych obciążnikami. Metoda niedokładna, niepraktyczna i niewygodna, obecnie nie stosowana.

b) **Sprawdzanie metodą porównania**, polegające na porównaniu wyników otrzymanych przez zerwanie jednakowych próbek kontrolnych z jednakową prędkością na maszynie sprawdzanej i na maszynie „wzorcowej”, której błąd dopuszczalny nie przekracza $\pm 1\%$, a pewność i czułość jej jest wystarczająca.

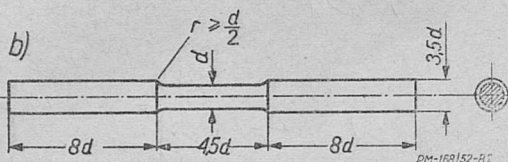
Rys. 2a przedstawia sposób pobierania próbek kontrolnych z kawałka stali (o dużej jednorodności) ciągniętej, względnie walcowanej, oraz kształt próbki kontrolnej (rys. 2b). Z jednego kawałka materiału wycina się 8 (lub więcej) próbek kontrolnych. Gotowe

próbki oznaczamy kolejnymi numerami. Próbkę oznaczoną numerami parzystymi, sprawdza się na maszynie „wzorcowej”. Jeżeli wartość doraźnej wytrzymałości na rozciąganie próbek zerwanych na maszynie „wzorcowej” nie różni się między sobą więcej niż 0,5% najmniejszej otrzymanej wartości wytrzymałości, to jednorodność materiału, z którego są wykonane próbki, jest zadowalająca.

a)



b)



Rys. 2. Próbką kontrolną, a) sposób pobierania próbki, b) kształt próbki kontrolnej wg ASTM.

Gdy przez R_r , kg/mm^2 oznaczmy średnią arytmetyczną doraźnej wytrzymałości na rozciąganie próbek kontrolnych, oznaczonych numerami parzystymi, to do zerwania pozostałych próbek kontrolnych potrzebna jest siła $P = R_r \cdot S_0$ gdzie przez S_0 (mm^2) oznaczono tu przekrój zerwanej próbki. Średnice próbek obiera się dowolnie, zależnie jednak od obciążenia, jakie chcemy sprawdzić na maszynie.

Jeżeli po zerwaniu na maszynie sprawdzanej wartość odczytanej siły wynosi P_n , to błąd procentowy wyliczamy wg wzoru

$$E = \frac{P_n - P}{P_n} \cdot 100\%$$

Metoda ta może być stosowana tylko przez użytkownika, względnie odbiorcę celem wykrycia niezgodności.

c) Sprawdzenie bezpośrednie za pomocą normalnych obciążników zawieszonych w górnym uchwycie maszyny. Metoda ta może być stosowana przy sprawdzaniu urzędowym maszyn o średniej sile rozciągającej (rzędu kilkudziesięciu kg). Błąd procentowy maszyny oblicza się w sposób podany w punkcie 1.

d) Sprawdzenie za pomocą dynamometrów, umocowanych w uchwytach maszyny zamiast próbki jest metodą pewną, odpowiadającą warunkom użytkowania maszyny i z tych powodów najczęściej stosowaną.

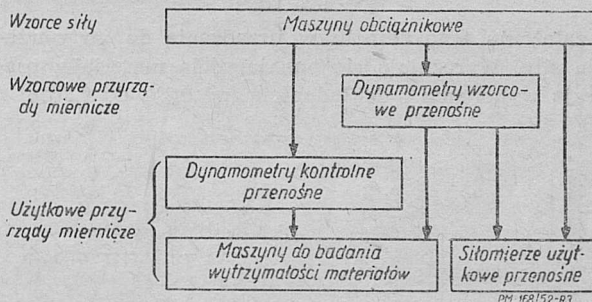
Sprawdzenie dokładności wykonuje się w następujący sposób: zakłada się dynamometr w uchwyt maszyny, bacząc przy tym, aby oś dynamometru ustawiła się w osi ciągnięcia maszyny. Osiąga się centryczne obciążenie dynamometru, jeśli uchwyty maszyny znajdują się w jednej osi, a części łączące dynamometr z maszyną posiadają przeguby kuliste lub tp. Wytarowuje się siłomierz maszyny przy umocowanym i nieobciążonym dynametrze wzorcowym. Z kolei obciąża się wstępnie dynamometr trzykrotnie do maksymalnego dlań obciążenia, aby przekonać się, czy jego wskazanie zerowe pozostaje niezmiennione. Następnie wytwarza się kolejno wg wskazań siłomierza maszyny ok. 10 obciążeń rosną-

cych poczynawszy od 0,1 górnej wartości obszaru co 0,1 obszaru aż do górnej wartości obszaru mierniczego. Przy każdym z wymienionych obciążeń (P_n , kg) odczytuje się wskazanie dynamometru wzorcowego (P_c w działkach) i następnie odciaża się zupełnie, sprawdzając, czy wskazówki siłomierza maszyny i dynamometru powróciły do zera. Gdy wskazówki nie wrócą do zera, należy zbadać przyczynę i usunąć ją. Zespół tak wykonanych pomiarów nazywa się *serią pomiarową rosnącą*. Ze względu na możliwe błędy przypadkowe, wykonuje się co najmniej trzy takie serie pomiarowe, a z odczytów na dynametrze oblicza się błędy wskazań siłomierza maszyny.

Aby wyznaczyć tarcie zachodzące w maszynie, w ostatniej serii pomiarowej, po osiągnięciu maksymalnego obciążenia, odciaża się dynamometr zatrzymując się w tych samych punktach co przy odciażeniu. Wykonuje się w ten sposób serię pomiarową przy malejącym obciążeniu. Różnica wskazań dynamometru wzorcowego przy rosnącym i malejącym obciążeniu jest miarą czułości (ruchliwości). Tarcie maszyny wyznacza się tylko w najmniejszym obszarze mierniczym. Z kolei sprawdza się następne obszary miernicze siłomierza postępując analogicznie.

4. Dynamometry stosowane przy sprawdzaniu maszyn wytrzymałościowych

Schemat podany na rys. 3 przedstawia wzajemną zależność metrologiczną siłomierzy i maszyn wytrzymałościowych.



Rys. 3.

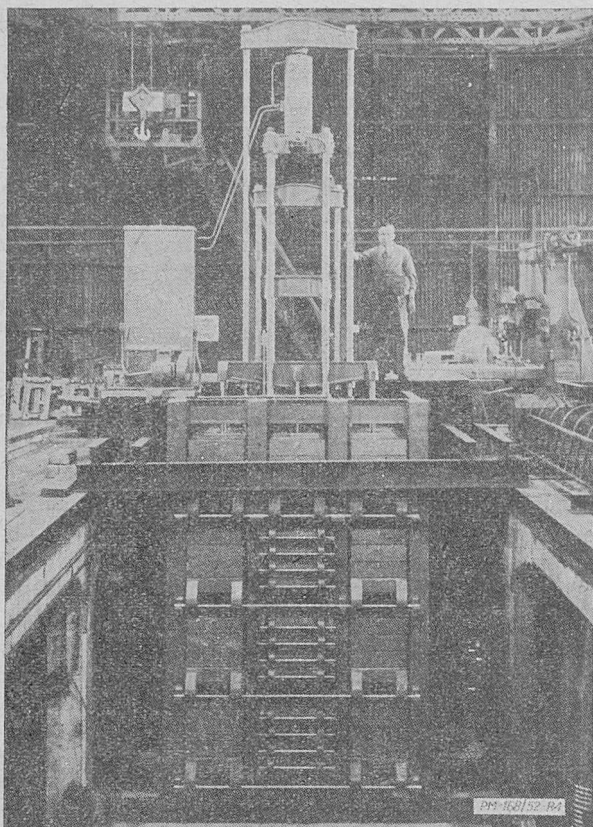
W kierunku do góry rośnie dokładność przyrządów. Wzorce siły są to obciążniki, których ciężar wyznacza się na podstawie ich masy i przyspieszenia ciężkości.

Maszyna obciążnikowa jest to urządzenie, które służy do wzorcowania i sprawdzania siłomierzy przenośnych (wzorcowych lub użytkowych) za pomocą obciążników tzn. przez bezpośrednie porównanie siły z ciężarem obciążników. Sprawdzania siłomierzy dokonuje się w przypadku, gdy posiadają one skalę odczytową wprost w kg i wyznacza się wtedy błąd wskazania. Wzorcowanie natomiast polega na empirycznym ustaleniu zależności między obciążeniem a ugięciem w działkach wzorcowanego przyrządu.

Dopuszczalny błąd pomiaru siły na maszynie obciążnikowej wynosi $\pm 0,025\%$.

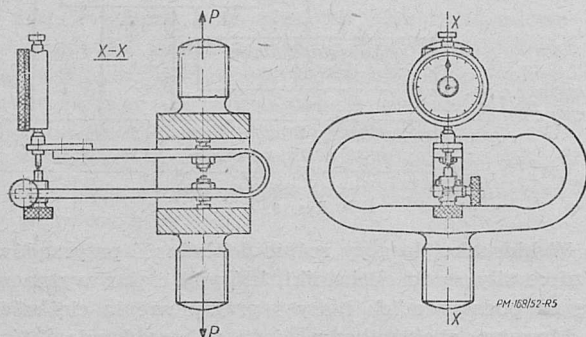
Na rys. 4 przedstawiona jest maszyna obciążnikowa, która będzie ustawiona w Głównym Urzędzie Miar w Warszawie.

Dynamometry wzorcowe (normalne) służą do urzędowego sprawdzania maszyn wytrzymałościowych, względnie do sprawdzania przenośnego siłomierza użytkowego w połączeniu szeregowym obu



Rys. 4. Maszyna obciążnikowa nośności 50 T, u dołu widać obciążniki 1000 kG.

i założeniu tego zespołu w urządzenie do wytwarzania siły. Wyróżniają się one jakością materiału, precyzją wykonania i dokładnością (od 0,2‰ do 0,3‰).



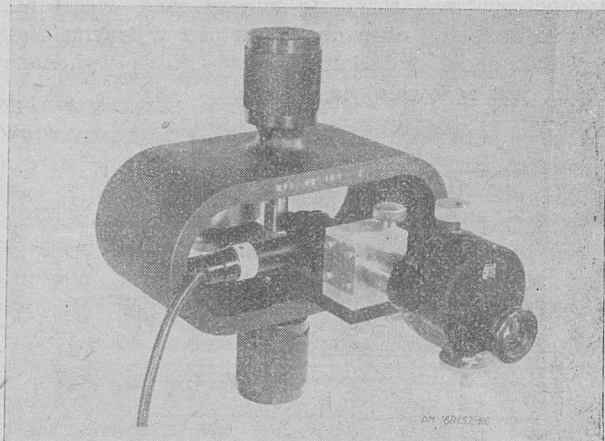
Rys. 5. Sprężysty dynamometr pałakowy, czujnikowy, f-my Wazau.

Dynamometry wzorcowe w posiadaniu użytkowników maszyn są zwykle nazywane kontrolnymi. Pozwalają one użytkownikowi zorientować się, czy maszyna zachowała dokładność i własności metrologiczne od czasu urzędowego sprawdzenia. Dokładność ich wynosi ok. $\pm 0,5\%$.

Dynamometry kontrolne i wzorcowe są najczęściej wykonane jako dynamometry sprężyste, których zasada działania jest następująca. Mierzona siła P działa na element sprężysty, wywołując w nim proporcjonalne do siły P odkształcenie (ugięcie) sprężyste, które jest miarą mierzonej siły. Jako materiał nadaje się stal sprężynowa o wysokiej granicy sprężystości (ok. 140 kG/mm²).

Zależnie od rodzaju mierzonego odkształcenia sprężystego rozróżnia się siłomierze sprężyste a) liniowe, b) pojemnościowe.

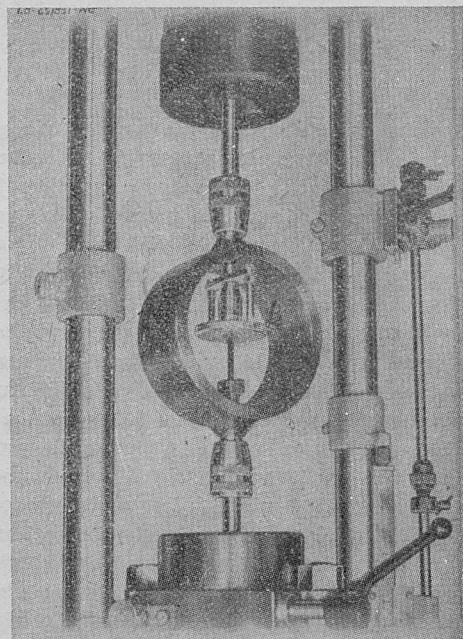
a) Siłomierze sprężyste liniowe. Element sprężysty może być wykonany w postaci: pałaka (rys. 5 i 6), pierścienia (rys. 7), względnie prostego pręta (ciągła wzorcowego, rys. 8).



Rys. 7. Sprężysty dynamometr pierścieniowy ze śrubą mikrometryczną. Dynamometr jest zamocowany w uchwytach maszyny wytrzymałościowej.

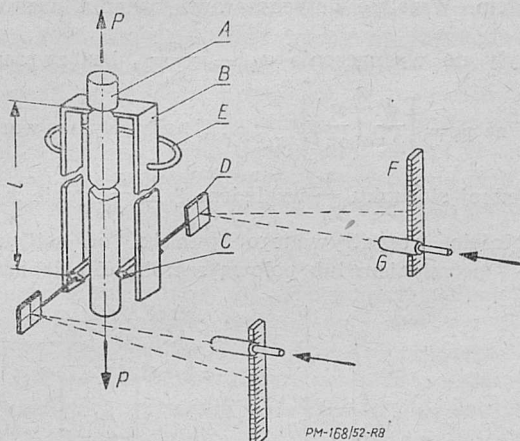
Pomiar odkształcenia w siłomierzach pałakowych i pierścieniowych odbywa się za pomocą czujnika lub śruby mikrometrycznej, co pozwala mierzyć ugięcie z dokładnością 1 μ . Dla zwiększenia dokładności stosuje się również zamiast czujnika, wzgl. śruby mikrometrycznej, mikroskalę przymocowaną do górnej części pałaka, oraz mikroskop przymocowany do dolnej części. Mikroskop jest zaopatrzony w urządzenie obrotowe ze spiralą Archimedesą, co pozwala na odczytanie z dokładnością 0,1 μ . Przy wzorcowaniu tych dynamometrów wyraża się empirycznie związek między siłą P a ugięciem. Siłomierze tego typu stosuje się do mierzenia sił rozciągających, wzgl. ściskających.

Stosowanie tego samego siłomierza do mierzenia obu rodzajów obciążeń obniża jego dokładność. Dokładność siłomierzy przy jednym rodzaju obciążenia, począwszy od 0,1 dopuszczalnej największej siły mierzonej (nośności) wynosi od $\pm 0,2\%$ do $\pm 0,3\%$.



Rys. 6. Sprężysty dynamometr z mikroskalą i mikroskopem.

Cięgła wzorcowe używane są razem z przyrządem lusterkowym *Martensa* do mierzenia wydłużeń. Dużą dokładność osiąga się przy tym dzięki znacznemu optycznemu powiększeniu odkształcenia.



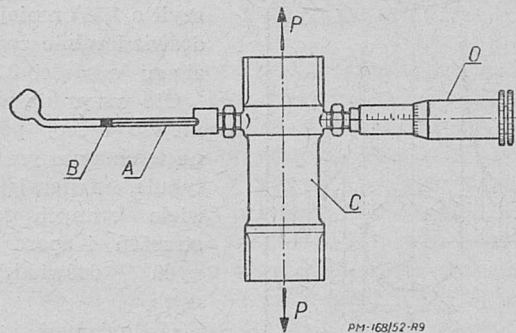
Rys. 8. Cięgło wzorcowe z przyrządem lusterkowym *Martensa*. A — cięgło, B — listwy, C — ruchome noże, D — lusterka, E — zaciski, F — skale, G — lunety.

Związek między wydłużeniem ΔL a siłą P wyraża się wzorem

$$\Delta L = \frac{1}{E} \cdot \frac{P}{F} \cdot L$$

gdzie: E — moduł sprężystości, L — długość pomiarowa cięgła, F — powierzchnia przekroju cięgła. Związek ten wyznacza się empirycznie przez obciążenie znanymi siłami.

b) Siłomierze sprężyste pojemnościowe. Naczynie kształtu cylindrycznego wypełnione jest całkowicie rtęcią (rys. 9). Przy obciążeniu zmienia się pojemność cylindra C na skutek odkształceń sprężystych, co powoduje zmianę napełnienia rtęcią rurki włoskowatej A , połączonej z cylindrem. Z przeciwnej strony rurki znajduje się śruba mikrometryczna O z tłoczkiem. Przez wkręcanie lub wykręcanie tłoczka śruby doprowadza się rtęć do stałego wskaźnika B . Różnica odczytów dla tej śruby przy



Rys. 9. Sprężysty siłomierz pojemnościowy f-my Amsler.

Powyżej opisane siłomierze stosowane są najczęściej przy sprawdzaniu maszyn wytrzymałościowych. Opis innych siłomierzy znajdzie czytelnik w artykule inż. *Calikowskiego*, w czasopiśmie *Mechanik* 1950 r. zeszyt 1—3.

Siłomierze powinny być co rok wzorcowane lub sprawdzane na maszynie obciążnikowej. Wyniki wzorcowania lub sprawdzania podaje się w urzędowych świadectwach, które zawierają ponadto opis posługiwania się siłomierzem¹⁾.

¹⁾ Przy opacowywaniu niniejszego artykułu korzystałem z cennych uwag i wskazówek inż. *Antoniego Richtera*.

Literatura

- Awdiejew B. A. „Technika opredieleniya mekhanicheskich swojstw mietalłow” Moskwa, Mietalurgizdat 1949 r.
 Calikowski R. inż. „Przyrządy do pomiaru dużych sił”, miesięcznik „Mechanik”, zeszyt 1—3, 1950 r.
 Komitet po dielam mier i izmiernitelnych priborow. „Kontrol maszin i priborow dla mekhanicheskich ispytanij mietalłow”, Moskwa, Mietalurgizdat 1949 r.
 National Bureau of Standards „Proving rings for calibrating testing machines”, Washington 1946 r.
 Normy: DIN 1694, projekt normy DIN 51300 grudzień 1950 r. projekt normy ISA Nr 17/61, 1938 r.; ASTM E4—36.
 Richter A. inż. „Pomiar siły”, Poradnik techniczny „Mechanik”, tom I, część 2, rozdział XX.
 Siebel „Handbuch der Werkstoffprüfung”, Band I, Berlin, Julius Springer 1940 r.

Spiętrzenia naprężeń wywołane współdziałaniem korbów (dokończenie)

620.178.311.8:593.4.013.3

4. Obliczanie wypadkowego spiętrzenia naprężeń wywołanego obecnością korbów wielokrotnych

Na zakończenie autorzy podają sposób określania współczynnika α_k w przypadku współdziałania dwóch korbów, np. w postaci krzyżowego przewiercenia okrągłego rozciąganej pręta (rys. 15). Jeżeli znana jest linia rozkładu naprężeń w przypadku pojedynczego otworu, można przeprowadzić styczną do niej w jej punkcie szczytowym i rozpatrywać rozkład naprężeń w sąsiedztwie otworu, jako odpowiadający rozkładowi naprężeń występujących w zginanej płytce o grubości h (rys. 15). Jeżeli zjawia się drugi otwór w płaszczyźnie rysunku 15/1, wywołane nim spiętrzenie będzie takie same, jak w zginanej przewierconej płytce o grubości h (rys. 16). Jeżeli pręt o jednym otworze wykazywał współczynnik kształtu α'_k , płytka zaś wy-

kazywałby współczynnik α''_k , to prętowi z otworami na krzyż odpowie współczynnik $\alpha_k = \alpha'_k \cdot \alpha''_k$. Np. na rys. 15 znaleziono dla $d/D = 0,346$, $\alpha'_k = 2,64$ i $h/2 = 0,05D$, a na rys. 16 — dla nieco mniejszego otworu $d/D = 0,3$ i $h = 0,1D$ znaleziono $b = 0,9D$, $b/h = 9$ i $d/b = 0,334$ (bardzo bliskie wyjściowej wartości 0,346), czemu odpowiada $\alpha_k = 1,45$; stąd $\alpha_k = 2,64 \cdot 1,45 = 3,83$, czyli o 8% więcej od doświadczalnie znalezionej wartości $\alpha_k = 3,54$.

Postępując podobnie w przypadku prostokątnego rozciąganej pręta o półkolistych wrębach i przewierconego w płaszczyźnie do nich prostopadłej (rys. 17) uzyskujemy:²⁾ bez przewiercenia (dla $q/c = 0,208$)

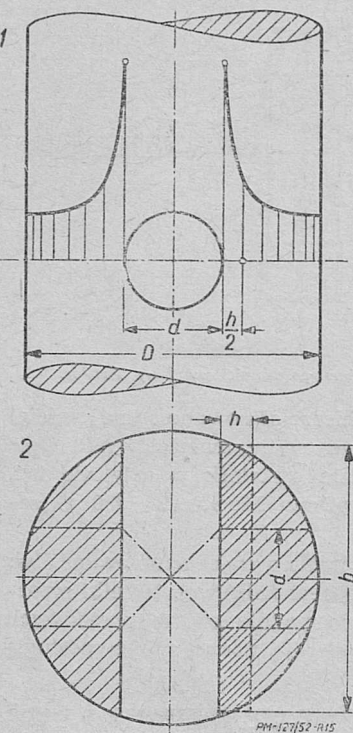
²⁾ Należy zwrócić uwagę na rozkład naprężeń na obwodzie osłabionego przekroju pręta, w szczególności na zmienność naprężeń na dnie wrębow pręta nieprzewierconego.

$\alpha'_k = 1,98$ i $\alpha'_0 = 3,4$, przewierceniem $\alpha_k = 3,23$ i $\alpha_0 = 8,7$. Dla pręta nieprzewierconego znaleziono (sposobem pokazanym na rys. 15) $b/h = 3,31$, skąd (dla $d/b = 0,364$) $\alpha'_k = 1,61$, jak dla zginanej płytki zastępczej o tym samym stosunku b/h . Stąd $\alpha_k = 1,98 \cdot 1,61 = 3,19$, czyli o 1,5% mniej od doświadczalnie znalezionej wartości 3,23.

Oto wszystkie ważniejsze rzeczy podane w omawianym artykule, zawierającym wiele cennych spostrzeżeń i sporo danych doświadczalnych.

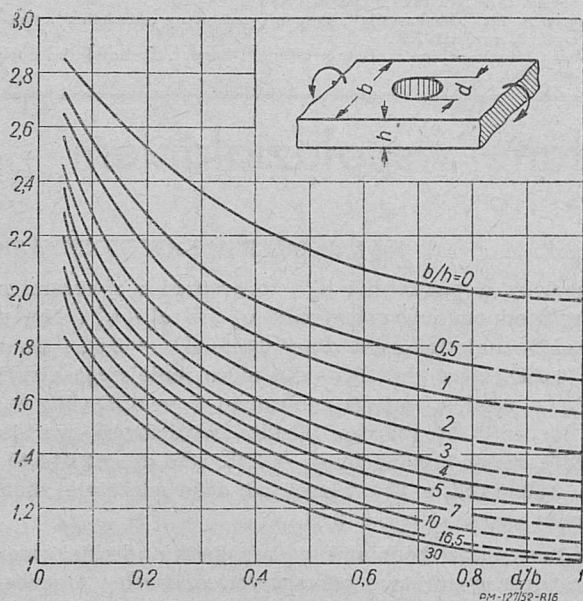
Jednakowoż nie sposób nie poddać krytyce opisanej na końcu metody wyznaczania szczytowych naprężeń przy współdziałaniu karbów, mimo, iż formalnie rzecz ujmując jest ona poprawna.

Chodzi jednak o to, iż na ogół nie rozporządzamy ani wykresami, ani wzorami pozwalającymi określić dokładny rozkład



Rys. 15.

spiętrzenia naprężeń wywołanych obecnością karbu w każdym przypadku stosunków wymiarowych. Nieliczne wzory odpowiadające przypadkom najprostszym są przeważnie bardzo złożone i często rozbieżne, linie doświadczalne zaś opracowane są tylko dla



Rys. 16.

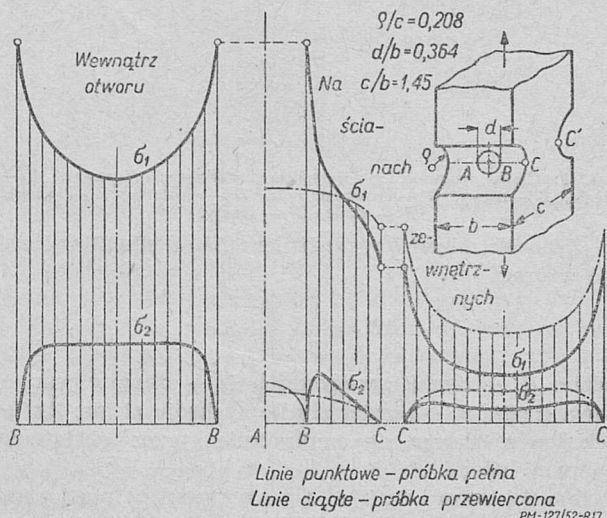
nielicznych stosunkowo wymiarów. Poza tym wykreślne wyznaczanie kierunku stycznej do owej krzywej jest bardzo zawodne, zarówno dla niedosta-

tecznej pewności jej przebiegu, jak i technicznej trudności prowadzenia stycznej. Wszystko to musi prowadzić do grubych błędów w wyznaczaniu grubości h zastępczej zginanej płytki z przewierconym otworem. Wszelkie dotychczasowe badania nastawio-

ne były na wyznaczenie $\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n}$, bez zwracania

uwagi na $\varphi_k = \left[\frac{d}{d\xi} \left(\frac{\sigma}{\sigma_n} \right) \right] (\xi - 1)$, tj na najwyższą wartość

pochodnej stosunku $\frac{\sigma}{\sigma_n}$ względem $\xi = \frac{x}{r}$, gdzie x jest odległością rozpatrywanego punktu od osi pręta, a r — promieniem lub połową szerokości osłabionego



Linie punktowe — próbka pełna
Linie ciągłe — próbka przewiercona

Rys. 17.

przekroju (rys. 4/1). Należałoby obok istniejących wykresów pozwalających na łatwe wyznaczanie α_k zbudować inne dla wyznaczania φ_k w oparciu o nowe badania, niezawodnie znacznie trudniejsze od tych, które były konieczne dla zbudowania wykresów α_k . I wszystko to dla uzyskania dość mało pewnych wyników! Sądzymy, iż sprawę należy ująć inaczej i szukać raczej możliwie prostych rozwiązań, choćby tylko przybliżonych, dających wyniki zawsze na korzyść pewności, bez niepotrzebnej w tym przesady. Jeżeli zajdą przypadki, iż zależałoby nam na ścisłym określeniu spiętrzenia naprężeń w przypadku karbów złożonych, np. w odniesieniu do szczególnie lekkich i ważnych konstrukcji, jedyną drogą byłoby bezpośrednie zmęczeniowe badanie modelu, najlepiej — wykonane z materiału, który będzie użyty w rzeczywistych częściach maszynowych i poddanego obciążeniom odpowiadającym ściśle obciążeniom rzeczywistym, zakładając przy tym istotnie wymaganą (nieraz ograniczoną) trwałość roboczą.

Jeżeli chodzi o orientacyjne wartości współczynnika kształtu α_k lub współczynnika karbu β_k w przypadku karbów złożonych, możemy wyznaczać je znacznie prościej na podstawie zwykłego rozumowania. Założmy, iż mamy do czynienia z częściami maszynowymi, od których wymaga się praktycznie nieograniczonej trwałości zmęczeniowej. Możemy wobec tego z góry przyjąć, iż — ujmując rzecz mikroskopowo — nawet w miejscach szczytowych naprężeń nie dopuszczamy do tego, by przekroczyły one to, co nazywamy

pozorną granicą sprężystości. Jeżeli tak, to nic nie stoi na przeszkodzie, by z dostatecznym dla praktyki przybliżeniem stosować zasadę wzajemnego nakładania się naprężeń cząstkowych. Zdajemy sobie sprawę, iż wyniki tego nakładania nie mogą być zupełnie ścisłe, gdyż wszędzie, gdzie mamy do czynienia z karbem, zachodzi dwu lub trzyosiowy stan napęcia. Jednak w każdym przypadku w miejscach zmęczeniaowo najgroźniejszych, a więc — z bardzo nielicznymi wyjątkami — na powierzchni karbu, co najmniej jedna ze składowych napęcia jest równa zeru, mamy więc właściwie do czynienia z jedno- lub dwuwymiarowym stanem napęcia, przy czym w ostatnim przypadku jedna ze składowych jest zawsze bardzo duża wobec drugiej. Błąd, jaki popełniamy, nakładając owe największe w swej bezwzględnej wartości składowe stanu napęcia, będzie na ogół bardzo mały i w zasadzie — na korzyść bezpieczeństwa, dając wyższe wypadkowe wyteżenie materiału od jego wartości rzeczywistej.

Musimy jedynie przestrzegać następujących zasad:

1) składać możemy składowe stanu napęcia występujące ściśle w tym samym punkcie tego samego przekroju rozpatrywanego przedmiotu, 2) składanie to należy przeprowadzić zgodnie z ogólnie przyjętymi sposobami składania naprężeń. Takie ujęcie sprawy pozwala nam bez trudności rozpatrywać spiętrzenia naprężeń wywołanych karbem w przypadku obciążeń złożonych, jak rozciągania i zginania, albo zginania i skręcania itd. Tu zrobimy użytek z tych zasad przy składaniu szczytowych naprężeń wywołanych przez współdziałanie dwóch lub więcej karbów.

Bieg myśli jest następujący. Rozpatrując próbkę płaską z obustronnym półkolistym karbem i wywołany rozciąganiem siły P rozkład naprężeń w jej osłabionym przekroju, możemy go uważać za wynik nałożenia na siebie równomiernego naprężenia nominalnego σ_n i dodatkowego naprężenia $\sigma_k = \sigma - \sigma_n$, dodatniego w obszarze karbu i ujemnego w środkowej części przekroju. Jeżeli w osłabionym przekroju działają jednocześnie dwie różne przyczyny I i II wywołujące miejscowe spiętrzenia naprężeń, możemy wypadkowe panujące w nim naprężenia rozpatrywać jako będące wynikiem nałożenia na siebie naprężenia nominalnego σ_n i dodatkowych naprężeń $\sigma_k = \sigma' - \sigma_n$ i $\sigma_k = \sigma'' - \sigma_n$, jeżeli przez σ' i σ'' oznaczmy naprężenia wywołane obciążeniem P i obecnością samej tylko przyczyny I i samej tylko przyczyny II . Mielibyśmy więc $\sigma = \sigma_n + \sigma'_k + \sigma''_k$. Jeżeli maksima σ' i σ'' wypadają w tym samym lub tych samych punktach przekroju, wówczas

$\sigma_{max} = \sigma_n + \sigma'_{kmax} + \sigma''_{kmax} = \sigma'_{max} + \sigma''_{max} - \sigma_n$. Dzielać ostatnie wyrażenie przez σ_n znajdujemy

$$\beta_k = \beta'_k + \beta''_k - 1 \quad [2]$$

Zauważmy, iż stojąc na gruncie zależności [1] i nieziennej wartości η_k w odniesieniu do każdej przyczyny wywołującej spiętrzenie naprężeń, możemy podstawić w zależności [2] $\beta_k = 1 + \eta_k (\alpha_k - 1)$, $\beta'_k = 1 + \eta_k (\alpha'_k - 1)$ oraz $\beta''_k = 1 + \eta_k (\alpha''_k - 1)$ i znaleźć nową zależność, podobną do [2],

$$\alpha_k = \alpha'_k + \alpha''_k - 1. \quad [3]$$

Obie te zależności możemy uogólnić na dowolną ilość przyczyn wywołujących spiętrzenia naprężeń, przy czym, jeżeli wszystkie one wywołują maksimum

naprężeń w jednym i tym samym punkcie przekroju, wówczas — przy łącznym działaniu tych przyczyn — uzyskamy

$$\beta_k = \sum_{i=1}^{i=m} \beta_k^i - m + 1, \quad [2']$$

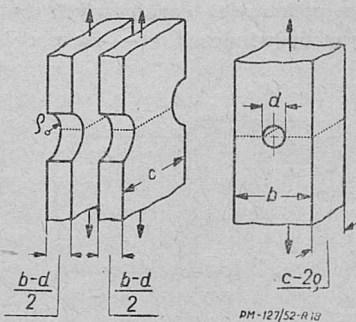
lub

$$\alpha_k = \sum_{i=1}^{i=m} \alpha_k^i - m + 1. \quad [3']$$

Zależności te są ważne nie tylko w przypadku prętów rozciąganych, lecz również zginanych i skręcanych. Stosując je np. do wyników badań *Herolda* uzyskalibyśmy w przypadku wtoczenia i otworu ($V + O$), $\beta_k = 1,42 + 1,93 - 1 = 2,35$ (wartość zbyt wysoką o 15%), w przypadku wtoczenia i korozji ($V + K$), $\beta_k = 1,42 + 1,84 - 1 = 2,26$ (zbyt wysoką o 7%), w przypadku otworu i korozji ($O + K$), $\beta_k = 1,93 + 1,84 - 1 = 2,77$ (zbyt niską o 10%) i w przypadku wtoczenia, otworu i korozji ($V + O + K$), $\beta_k = 1,42 + 1,93 + 1,84 - 3 + 1 = 3,19$ (zbyt niską o 2% zaledwie). Jak widzimy, wyniki są zupełnie niezłe. Największy błąd wynosi 15%, co przy dużych rozrzutach uzyskiwanych przy tego rodzaju doświadczeniach, nie jest wiele.

Pewną myślową trudność stanowi rozpatrywanie prętów zastępczych o jednym tylko siedle spiętrzenia naprężeń, zamiast dwóch lub trzech. Rozpatrując np. pręt z rys. 17, musimy kolejno zastąpić go dwoma prętami o szerokości c i o grubości $0,5 (b-d)$ z obustronnymi półkolistymi wrębami o szerokości b i o grubości $c - 2q$ z przewierconym otworem o średnicy d (rys. 18). Przyjmując dla pierwszych prętów $\alpha_k = 1,98$, dla drugiego zaś $\alpha''_k = 2,46$, znajdziemy wg [3] wypadkowy współczynnik kształtu $\alpha_k = 1,98 + 2,46 - 1 = 3,44$, zamiast znalezionej doświadczalnie 3,23, czyli o $\sim 6\%$ zbyt duży.

Rozpatrując pręt kwadratowy o szerokości b_z przewierconym otworem o średnicy $d = 0,3 b$ znaleźlibyśmy $\alpha_k = 2,38$. Wierząc drugi otwór na krzyż powinniśmy znaleźć $\alpha = 2,38 + 2,38 - 1 = 3,76$. W przecię okrągłym o średnicy D o dwóch otworach



Rys. 18.

przewierconych na krzyż o średnicy $d = 0,3 D$, doświadczalnie znaleziono $\alpha_k = 3,54$. Rozpatrując pręt w postaci odcinka koła o grubości $0,35 D$ znaleźlibyśmy jego szerokość równą $b \approx 9,95 D \approx 3,17 d$; w przypadku cienkiego rozciąganego płaskownika z otworem przewierconym w stosunku $b/d = 3,17$ znajdujemy $\alpha_k = 2,35$. Dla pręta okrągłego wierzonego na krzyż uzyskalibyśmy $\alpha_k = 2,35 + 2,35 - 1 = 3,70$, a więc o $\sim 4\%$ więcej, niż zmierzono doświadczalnie.

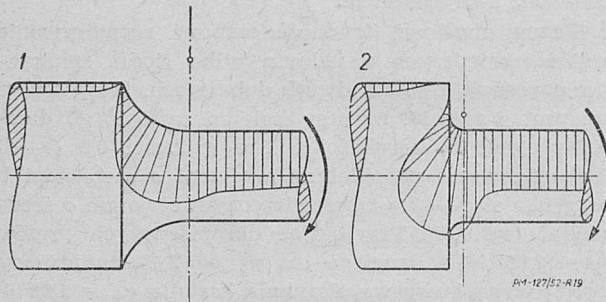
Jak widzimy, wyniki są na ogół zbliżone, przy czym wzory [2] i [3] dają wartości wypadkowe β_k i α_k niemal zawsze nieco zbyt duże. Prostota i logiczna budowa tych wzorów (w założeniu, iż chodzi tu o naprężenia w granicach sprężystości i przy bardzo znacznej przewadze jednej z jego składowych nad pozostałymi) pozwala przypuszczać, iż powinny one dać

zupełnie dobre wyniki we wszystkich przypadkach obliczeń zmęczeniuowych. W szczególności można się nimi posługiwać przy obliczaniu współczynnika β spiętrzenia naprężeń wywołanych obecnością karbu właściwego (makrokarbu) i osłabienia wynikającego z niedoskonałego stanu powierzchni przedmiotu (mikrokarbu). Oznaczając odpowiadające tym dwóm czynnikom współczynniki przez β_k i β_p , możemy napisać zgodnie z [2]

$$\beta = \beta_k + \beta_p - 1. \quad [4]$$

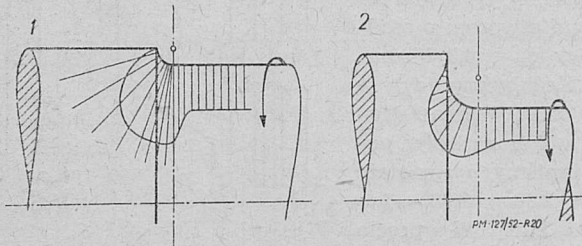
5. Rozkładanie spiętrzeń naprężeń na ich składowe. Dalsze przykłady kojarzenia spiętrzeń cząstkowych i zakres jego zastosowań

Rozważania powyższe nie wyczerpują jednak sprawy. Możemy bowiem w nich pójść o krok dalej i patrzeć na wszelkie karby symetryczne, np. wręby lub wtczenia, jako na swoiste, przeciwstawne nałożenie na siebie dwóch karbów odsadzenia. Rys. 19 przedstawia rozkład naprężeń wzdłuż tworzącej odsadzenia w przypadku zginania, przy dwóch różnych parametrach q/r . Rys. 20 przedstawia to samo w przypadku



Rys. 19.

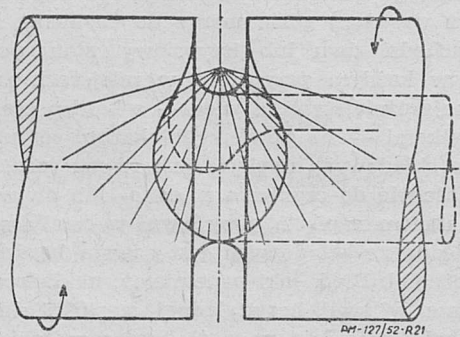
skręcania, przy czym rozkład naprężeń ustalony jest na podstawie teoretycznych obliczeń (1 — Sonntag) oraz doświadczalnie — na podstawie modelowych po-



Rys. 20.

miarów elektrycznych (2 — Jakobsen). Wszędzie widzimy, iż maksimum naprężeń wypada już w obszarze krzywizny, lecz bardzo blisko jej początku, przy czym naprężenia mierzone u początku krzywizny są o parę lub kilka procent niższe od naprężeń szczytowych σ'_{max} . Pomijając w pierwszym przybliżeniu tę

różnicę możemy powiedzieć, iż odsadzenie wywołuje w przekroju początku krzywizny zaokrąglenia przejściowego spiętrzenia naprężeń do σ'_{max} , któremu odpowiada współczynnik kształtu α'_k .



Rys. 21.

Jeżeli teraz przejdziemy od jednostronnego karbu, jakim jest odsadzenie, do karbu obustronnego, jakim jest dwustronny symetryczny wręb lub wtczenie (rys. 21), mielibyśmy w przekroju tego karbu, zgodnie z [3]

$$\alpha''_k = 2(\alpha'_k - 1) + 1 = 2\alpha'_k - 1, \quad [5]$$

albo

$$\beta''_k = 2(\beta'_k - 1) + 1 = 2\beta'_k - 1. \quad [5']$$

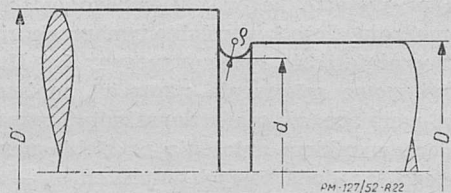
Zależności te możemy odwrócić i, znając α''_k lub β''_k odpowiadające wrębom symetrycznym lub wtczeniu, wyznaczyć α'_k lub β'_k odpowiadające odsadzeniu pisząc

$$\alpha'_k = 0,5(\alpha''_k + 1), \quad [6]$$

albo

$$\beta'_k = 0,5(\beta''_k + 1). \quad [6']$$

Tablica I podaje rozbieżności stwierdzone przy pomocy wykresów roboczych α_k (ρ/r , R/r) w przypadku rozciągania okrągłych prętów z obrączkowym wtczeniem i z odsadzeniem.



Rys. 22.

Widzimy, iż bardzo płytkie karby obustronne, zwłaszcza ostre, spiętrzają naprężenia silniej, niżby to wynikało ze składania spiętrzeń wywołanych przez odsadzenia; przeciwnie rzecz ma się w przypadku karbów głębokich.

Rozbieżności nie przekraczają jednak kilku procent; musimy je więc uznać za niewielkie. Większe

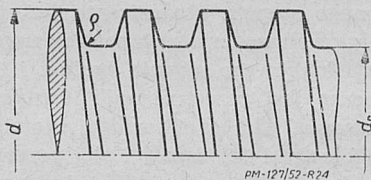
TABLICA I

R/r	$\rho/r = 0,1$				$\rho/r = 0,2$				$\rho/r = 0,5$			
	α''_k	α'_k	$\alpha_{kobl.}$	błąd %	α''_k	α'_k	$\alpha_{kobl.}$	błąd %	α''_k	α'_k	$\alpha_{kobl.}$	błąd %
1,07	1,32	1,09	1,16	+ 6,4	1,15	1,04	1,07	+ 2,9	1,06	1,02	1,03	+ 1
1,05	1,88	1,44	1,44	0	1,54	1,27	1,27	0	1,23	1,14	1,12	- 1,8
1,1	2,16	1,62	1,58	- 2,5	1,77	1,43	1,39	- 2,8	1,36	1,25	1,18	- 5,6
1,2	2,42	1,75	1,71	- 2,3	1,99	1,52	1,50	- 1,3	1,52	1,31	1,26	- 3,8
1,4	2,72	1,93	1,86	- 3,8	2,18	1,64	1,59	- 3,0	1,66	1,37	1,33	- 2,9
1,6	3,00	2,12	2,00	- 5,7	2,32	1,75	1,66	- 5,1	1,72	1,42	1,36	- 4,2

różnice (do niemal 10%) stwierdzamy w przypadku rozciąganych próbek płaskich, jeszcze większe (do 22%) w próbkach zginanych. Jednak w dużym stopniu rozbieżności te policzyć można na karb odmienności metod wyznaczania owych współczynników kształtu w przypadkach odsadzeń i karbów symetrycznych, na których oparto się przy budowie owych wykresów roboczych. Możemy więc uznać wzory [5] ÷ [6] za wystarczająco dokładne do obliczeń praktycznych. Otwiera to przed nami duże możliwości określania przybliżonych wartości współczynników kształtu w przypadku niektórych postaci karbu, dla których chwilowo brak ścisłych danych doświadczalnych. W szczególności pozwoli to nam obliczyć α_k dla odsadzeń z wtceniem (rys. 22), dla wydłużonych otworów w płytach rozciąganych i zginanych w płaszczyźnie osi otworu (rys. 33) oraz dla gwintów traperowych (rys. 24)

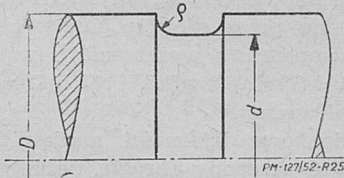
W przypadku odsadzenia o średnicach D' i D'' z wtceniem

o średnicy d i o promieniu zaokrąglenia ρ u jego dna wyznaczamy współczynniki kształtu α'_k i α''_k dla odsadzeń określonych przez parametry wymiarowe $2\rho/d$ i D'/d oraz $2\rho/d$ i D''/d po czym wypadkowy współczynnik α_k obliczamy wg wzoru [3].



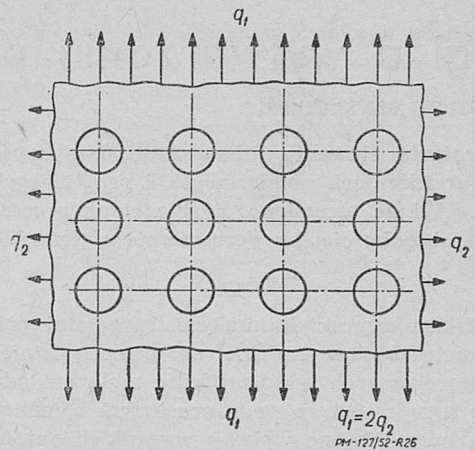
Rys. 24.

W przypadku wydłużonego otworu obliczamy α''_k dla otworu okrągłego i posilkujemy się wzorem [6]. W przypadku gwintu traperowego symetrycznego o prostoliniowym zarysie dna obliczamy α''_k dla gwintu o łukowym dnie wrębu o promieniu krzywizny zarysu ρ i o średnicy zewnętrznej d i średnicy rdzenia d_r (rys. 24), po czym stosujemy wzór [6]. Zupełnie tak samo możemy obliczyć α'_k dla wtcenia lub wrębu o prostoliniowym zarysie dna i o promieniach ρ zaokrąglenia przejściowych (rys. 25).



Rys. 25.

Znacznie trudniej przedstawia się sprawa nakładania się spiętrzeń w przypadku szeregowo rozmieszczonych otworów w jednym lub w wielu rzędach przedstawianych. Zauważmy, iż jeżeli otwory ściany siłowej rozmieszczone są w szachownicę i obciążenie skierowane jest równoległe do linii łączących środki bliższych otworów (rys. 26), naprężenia szczytowe wyznaczamy tak samo, jak w przypadku otworów umie-



Rys. 26.

szczonych w jednym szeregu prostopadłym do kierunku obciążenia. W tym ostatnim przypadku odległość osi a zwykle jest równa co najmniej $2d$ i wówczas, jak to widać z rys. 5, możemy niezależnie rozpatrywać spiętrzenia naprężeń spowodowane przez poszczególne otwory; nadwyżka współczynnika kształtu α_k spowodowana obecnością sąsiednich otworów, jest tak mała, iż może być praktycznie pominięta.

Przy mniejszych odległościach osi sprawa wikała się jednak poważnie. Bezpośrednie składanie spiętrzeń naprężeń staje się wówczas niemożliwe, gdyż zjawienie się nowego otworu w pobliżu dawnego zmienia tak dalece rozkład naprężeń, iż właściwie stajemy wobec nowego zupełnie zagadnienia, wymagającego odrębnych badań. Przykładem tego może być przypadek przedstawiony na rys. 7, który należy rozumieć nie jako przykład rozwiązania konstrukcyjnego, lecz raczej jako wskazanie na niebezpieczeństwo możliwości powstawania szczególnie wysokich spiętrzeń naprężeń w przypadku zbyt bliskiego umieszczenia otworów. Możemy uogólnić to stwierdzając, iż składanie spiętrzeń naprężeń zawodzi wówczas, gdy zmianie ulegają kształt i wymiary osłabionego przekroju pręta, np. przez przewiercenie w płaskowniku dodatkowych otworów, położonych bardzo blisko otworu pierwotnego. Możemy je natomiast stosować wówczas, gdy zamiast rzeczywistego przedmiotu o wielokrotnym karbie możemy rozpatrywać przedmioty zastępcze, w których poszczególne składowe karby występują samoistnie i których osłabione przekroje mają ten sam kształt i te same wymiary, co przedmiot wyjściowy. Przypadek ten zachodzi np. w odniesieniu do przedmiotu przedstawionego na rys. 17 i zastępczych przedmiotów na rys. 18 oraz innych przedstawionych na rys. 22 ÷ 25.

*
* *

Nie pretendując do zupełnej ścisłości, podany wyżej sposób obliczania spiętrzenia naprężeń wywołanych przez karby wielokrotne jest prosty i łatwy do zastosowania, czego w żadnym przypadku nie można powiedzieć o sposobie proponowanym przez autorów. Oczywiście należy przeprowadzić jeszcze wiele bezpośrednich doświadczeń porównawczych, by uchwycić ilościowo odchylenia, jakie zachodzą między wynikami obliczeń dokonywanych na podstawie wzorów [2] i [3] oraz na podstawie pomiarów bezpośrednich.

Uwagi o wytwarzaniu przepon do manometrów

534.121.2:621.771:621.78:621.981.3

Inż. ANDRZEJ STYRCZULA

Sprężyste elementy faliste (przepony) znajdują zastosowanie w wielu wyrobach mechaniki precyzyjnej, jak: w urządzeniach pomiarowych i regulujących, odwadniaczach, manometrach i in.

W artykule omówiono główne etapy procesu technologicznego przepon do manometrów, mianowicie: walcowanie, obróbkę cieplną, formowanie sfalowań (karbowanie) oraz stabilizowanie przepon.

Wstęp

Jak wykazuje praktyka ugięcie sprężystej przepony do manometru można określić za pomocą istniejących wzorów teoretycznych tylko z bardzo małą dokładnością. Powodem tego jest to, że we wzorach tych z jednej strony nie są uwzględnione wpływy wszystkich parametrów charakteryzujących profil sfalowań przepony, z drugiej strony zaś proces technologiczny zmienia dość znacznie poszczególne wielkości decydujące o charakterystyce przepony.

Istniejące wzory empiryczne słuszne są znów, jak to wykazała praktyka, tylko dla przepon wykonanych pewną określoną metodą. Wprowadzenie drobnych nawet zmian do procesu technologicznego powoduje duże różnice między ugięciami przepon obliczonymi a rzeczywistymi.

Stwierdzenie wpływu poszczególnych czynników konstrukcyjnych i technologicznych na wielkość ugięcia przepony, jej histerezę sprężystą itp., jest sprawą przeprowadzenia długich i żmudnych badań, prób i dociekań teoretycznych, których wynik trudno w tej chwili przewidzieć. Z tego też względu konstruktor musi pogodzić się z faktem, że zaprojektowana i obliczona przez niego przepona będzie miała z reguły inne ugięcie niż to przewidywał.

Jest jednak jeszcze tutaj inny mankament, z którym pogodzić się trudno, zwłaszcza z punktu widzenia wytwórcy przyrządów mierniczych, a mianowicie sprawa zachowania identyczności w charakterystykach produkowanych przepon przynajmniej w obrębie jednej i tej samej serii.

Sprawa ta wiąże się bezpośrednio z doбором odpowiedniego procesu technologicznego i utrzymaniem jednakowych warunków w jakich będzie on przebiegał. Jednolitość charakterystyk i jednakowe ugięcia przepon z tej samej serii, pod tym samym ciśnieniem, to nie tylko sprawa uciążliwej regulacji przyrządu przy jego wzorcowaniu i przy montażu. Istnieje cały szereg przypadków konstrukcyjnych, dla których sprawa dotrzymania jednolitości charakterystyk i ugięć przepon jest kwestią zasadniczą.

Patrząc pod tym kątem widzenia na proces technologiczny przepon manometrycznych, należy zwrócić szczególną uwagę na te momenty, gdzie przez zbyt duże różnice w warunkach przeprowadzania poszczególnych operacji, jednolitość charakterystyk przepon jest najbardziej zagrożona.

Na typowy proces technologiczny przepony składają się następujące główne etapy jej obróbki:

- 1) walcowanie blach na przepony,
- 2) obróbka cieplna,
- 3) karbowanie (formowanie sfalowań na przeponie),
- 4) sezonowanie (sztuczne starzenie przepon).

1. Walcowanie

Materiał na przepony dostarczany jest zazwyczaj do fabryki w postaci arkuszy blach o szerokości ok. 1200 mm. Po przyjęciu partii, arkusze tną się na pasy, szerokość których określa nam średnica przepony oraz sposób wykroju (w jeden lub dwa rzędy). Tak pocięte pasy poddaje się następnemu walcowaniu.

Walcowanie ma na celu:

a) utwardzenie materiału dla otrzymania potrzebnych własności mechanicznych i nadanie materiałowi jednolitej struktury;

b) uzyskanie potrzebnej grubości przepony.

Ze względu na wymaganą dużą dokładność grubości blach i równomierny stopień zgniotu, walcarka powinna mieć zredukowane do minimum niedokładności wałków, jak eliptyczność, beczkowatość, nierównoległość ich ustawienie lub miejscowe defekty gładzi.

Walcowanie przeprowadza się wielokrotnie. Ilość przewalcowań zależy od wymaganego stopnia zgniotu i potrzebnej grubości materiału. Zewnętrzną oznaką osiągnięcia potrzebnego stopnia utwardzenia jest pojawienie się pęknięć i sfalowań na brzegach walcowanych pasów. Dla osiągnięcia jednakowego stopnia zgniotu i tej samej grubości konieczne jest przestrzeganie identycznych warunków walcowania, tj. jednakowego stopnia docięcia wałków do blachy i tej samej ilości przewalcowań przy danym docisku dla danej partii, zwłaszcza przy końcowych kolejnych przewalcowaniach. Od zachowania tych warunków zależy jednostajność utwardzenia materiału, a więc własności mechaniczne przepony i co za tym idzie jej charakterystyka.

Podana powyżej metoda walcowania blachy pociętej na pasy aczkolwiek wygodna, ma jednak jedną zasadniczą wadę. Są nią niejednakowe własności mechaniczne materiału wzdłuż i w poprzek kierunku walcowania. Np. przepona wykonana z nowego srebra, prawidłowo obrabiona plastycznie (wg powyższej metody) i cieplnie, posiadała wzdłuż kierunku walcowania wytrzymałość do 65 kG/mm², a w poprzek 67 kG/mm². Różnica ta spotęgowała się przez nieprawidłową obróbkę cieplną (zbyt duża temperatura wyżarzania) i w tym przypadku wynosiła 53 kG/mm² wzdłuż i 62 kG/mm² w poprzek kierunku walcowania.

Te niejednakowe własności mechaniczne są o tyle niewygodne, że przepony okrągłe, aczkolwiek nie różnią się zbyt wiele z tego powodu w swych charakterystykach, jednak odbiegają znacznie od wielkości wyliczonej z korygowanych nawet wzorów na wielkość ugięcia pod danym ciśnieniem. W przeponach podłużnych dochodzi do tego konieczność jednakowego ustawienia obrysu wycinanych kawałków blachy na pojedyncze przepony względem kierunku walcowania.

Z tego też względu lepszym byłby sposób walcowania blachy nie w pasach, lecz w kwadratowych arkuszach, w dwóch prostopadłych do siebie kierunkach z zachowaniem

waniem oczywiście identycznych warunków walcowania każdej partii. Należałoby tu tylko zastosować stopniowo zmniejszanie różnicy nacisków w każdym z tych kierunków w miarę zbliżania się do ostatecznej grubości materiału.

Sprawa tolerancji grubości przepon jest rzeczą pierwszorzędnej wagi przy seryjnej produkcji, gdyż jej utrzymanie w możliwie ścisłych granicach ma największy wpływ na jednolitość charakterystyk przepon z tej samej serii.

Wpływ zmian grubości na ugięcie przepony można stwierdzić dyskutując wzór na ugięcie przepony pod zadany ciśnieniem.

Weźmy tu wzór wyprowadzony przez W. I. Fieodosiewa:

$$p = \frac{6}{7} \cdot \frac{E \delta}{r_n^4} \left[W_o^3 - N_1 \cdot h \cdot W_o^2 + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{\delta^2}{1 - \mu^2} W_o \right) \right]; \quad [1]$$

gdzie: p — ciśnienie działające na przeponę, W_o — ugięcie w środku przepony, E — moduł sprężystości, δ — grubość przepony, r_n — zewnętrzny promień utwierdzonego obwodu przepony, h — połowa głębokości sfałowań, μ — współczynnik Poissona, N_1 N_o — współczynniki zależne od ilości sfałowań n .

Tworząc pochodne tego wyrażenia względem zmiennych W i S otrzymamy:

$$\frac{\partial p}{\partial W_o} = \frac{6}{7} \cdot \frac{E \delta}{r_n^4} \left[3W_o^2 - 2N_1 \cdot h \cdot W_o + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{\delta^2}{1 - \mu^2} \right) W_o \right]; \quad [2]$$

$$\frac{\partial p}{\partial W_o} = \frac{6}{7} \cdot \frac{E}{r_n^4} \left[W_o^3 - N_1 \cdot h \cdot W_o^2 + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{3 \delta^2}{1 - \mu^2} \right) W_o \right]. \quad [3]$$

Dzieląc następnie wyrażenia [3] przez [1] dochodzimy

$$\frac{\partial W_o}{\partial \delta} = \frac{\left[W_o^3 - N_1 \cdot h \cdot W_o^2 + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{3 \delta^2}{1 - \mu^2} \right) W_o \right]}{\delta \left[3W_o^2 - 2N_1 \cdot h \cdot W_o + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{\delta^2}{1 - \mu^2} \right) W_o \right]}. \quad [4]$$

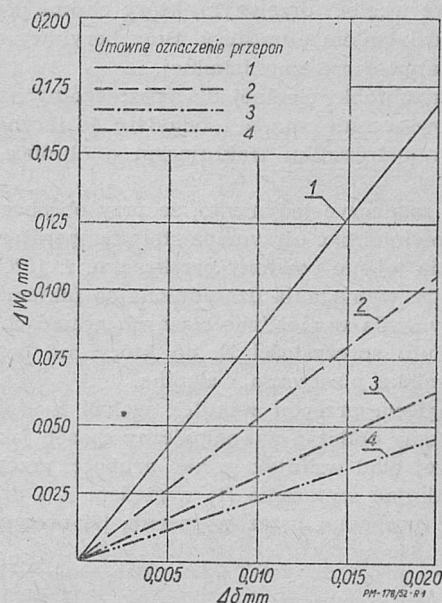
Zamieniając różniczki małymi przyrostami o skończonej wartości otrzymamy ostatecznie wzór określający zmianę ugięcia przepony od zmiany jej grubości:

$$\Delta W_{o(3)} = \Delta \delta \cdot \frac{\left[W_o^3 - N_1 \cdot h \cdot W_o^2 + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{3 \delta^2}{1 - \mu^2} \right) W_o \right]}{\delta \left[3W_o^2 - 2N_1 \cdot h \cdot W_o + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{\delta^2}{1 - \mu^2} \right) W_o \right]}. \quad [5]$$

Dla ilustracji powyższego wzoru przeliczono powyższy błąd dla kilku przepon o następujących wymiarach: $r_n = 25$ mm.; $h = 0,5$ mm.; $E = 1,3 \cdot 10^6$ kG/mm²; $N_1 = 0,0663$, $N_o = 9,56$, $\mu = 0,3$, i grubościach $\delta_1 = 0,1$ mm.; $\delta_2 = 0,22$ mm., $\delta_3 = 0,3$ mm., $\delta_4 = 0,4$ mm.

Błędy ugięć tych przepon w zależności od zmian grubości uwidoczniło na wykresie pokazanym na rys. 1. Przepony cienie stosowane do budowy membran (puszek manometrycznych) powinny z tych właśnie powodów oznaczać się dokładnością wykonania, zwłaszcza jeśli chodzi o utrzymanie grubości. Stosowane tu tolerancje wahają się w granicach od 0,01 do 0,001 mm w zależności od jakości i wymagań stawianych przeponom. W warunkach seryjnej produkcji można osiągnąć dokład-

ność utrzymania grubości w granicach od 0,003 do 0,006. Naruszenie jednak normalnego procesu technologicznego dokładność tę znacznie obniża.



Rys. 1. Błąd ugięcia przepony w zależności od wahań grubości materiału przepony przy nominalnym ugięciu środka przepony.

Tak ostre wymagania, jeśli chodzi o utrzymanie tolerancji grubości są uzasadnione także tym, że w następnych operacjach, a mianowicie przy formowaniu sfałowań na przeponie występują nieuniknione, niejednolite zmiany grubości. Błędy te sumując się z błędami wynikłymi z niejednakowego zgniotu materiału dałyby już stanowczo zbyt wielkie wahania ugięć u różnych przepon z tej samej produkowanej serii.

3. Obróbka cieplna

Obróbka cieplna materiału na przepony przed uformowaniem sfałowań polega na wyżarzaniu w temperaturach zależnych do rodzaju tego materiału i jego składu chemicznego. Wyjątek stanowi brąz berylowy, który dla uzyskania największej plastyczności poddaje się przesycaaniu.

Materiały takie jak brąz fosforowy, nowe srebro lub mosiądz zasadniczo nie są wyżarzane, po uformowaniu sfałowań; poddawane są one jedynie stabilizowaniu.

Inne natomiast materiały jak stale różnych gatunków i brąz berylowy w celu uzyskania odpowiednich własności sprężystych są po uformowaniu sfałowań poddawane ponownie obróbce cieplnej: stale — hartowaniu i odpuszczaniu, a brąz berylowy — starzeniu¹⁾.

W tym wypadku staje się konieczne zabezpieczenie membran przed deformacjami przez umieszczenie ich w odpowiednich kasetach, ustających u przepon dokładniejszych — cały profil sfałowań i obrzeże, u przepon mniej dokładnych — przynajmniej obrzeże i płaską część środkową.

Pominięcie tego zabezpieczenia powoduje poważne deformacje przepon co w konsekwencji prowadzi do wprowadzenia wstępnych naprężeń w przeponie przy jej montażu, powodujących błędy ugięć sięgające czasami nawet 200% ugięcia nominalnego.

Po wyżarzeniu blacha na przepony zostaje poddana

¹⁾ Nomenklatura zabiegów obróbki cieplnej wg normy PN/H-01200. Obróbka cieplna. Określenia.

trawieniu w celu usunięcia warstwy tlenków a następnie polerowaniu. Dla uniknięcia tworzenia się zbyt grubej warstwy tlenków stosuje się wyżarzanie w kasetach z rozdrobnionym węglem drzewnym, który chroni przed utleniającym działaniem atmosfery. Brąz berylowy ogrzewany jest w atmosferze amoniakalnej.

Warunki obróbki cieplnej dla poszczególnych materiałów są powszechnie znane i odnaleźć je można prawie w każdym podręczniku traktującym o obróbce cieplnej metali.

Należy zaznaczyć jedynie to, że przy obróbce cieplnej przepon powinna być utrzymana stała temperatura obróbki. Wahania jej nie powinny przekraczać $\pm 10^\circ\text{C}$.

Tak ostre wymagania uzasadnione są faktem konieczności utrzymania w możliwie ciasnych granicach w wielkości modułu sprężystości E , na który ma bezpośredni wpływ obróbka plastyczna i cieplna.

Błąd ugięcia przepon wskutek wahań modułu sprężystości możemy obliczyć w analogiczny sposób jak wymieniony wyżej błąd wskutek wahań grubości przepony.

Różniczkując wyrażenie [1] względem E i dzieląc tak otrzymaną pochodną przez wyrażenie [2] otrzymamy:

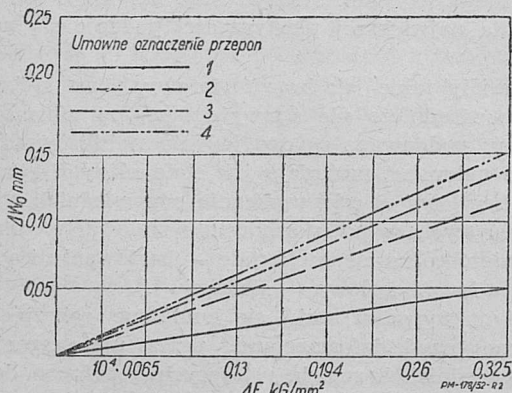
$$\frac{\partial p}{\partial E} = \frac{6}{7} \cdot \frac{\delta}{n^4} \left[W_o^3 - N_1 \cdot h \cdot W_o^2 + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{\delta^2}{1-\mu^2} \right) W_o \right]; \quad [6]$$

$$\frac{\partial W_o}{\partial E} = \frac{\left[W_o^3 - N_1 \cdot h \cdot W_o^2 + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{\delta^2}{1-\mu^2} \right) W_o \right]}{E \left[3W_o^2 - 2N_1 \cdot h \cdot W_o + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{\delta^2}{1-\mu^2} \right) \right]}; \quad [7]$$

Zastępując w wyrażeniu [7] różniczki przyrostami o skończonej wielkości otrzymamy:

$$\Delta W_o(E) = \Delta E \frac{\left[W_o^3 - N_1 \cdot h \cdot W_o^2 + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{\delta^2}{1-\mu^2} \right) W_o \right]}{E \left[3W_o^2 - 2N_1 \cdot h \cdot W_o + \left(N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \cdot \frac{\delta^2}{1-\mu^2} \right) \right]}; \quad [8]$$

Graficzną ilustracją tego wzoru jest wykres przedstawiony na rys. 2.



Rys. 2. Błąd ugięcia przepony w zależności od wahań wartości modułu sprężystości przy minimalnym ugięciu środka przepony.

Jak wykazały badania, moduł sprężystości może wahać się w granicach do 26% w jednym i tym samym arkuszu blachy, a w pojedynczych wypadkach różnice te mogą osiągać nawet 44%. Z tego powodu materiał na przepony powinien być zawsze poddany odpowiedniej obróbce plastycznej i cieplnej przed nadaniem mu odpowiedniego kształtu przez karbowanie. Tłoczenie przepon z surowej blachy w stanie takim jak dostarczono go wprost z huty czy walcowni można zastosować jedynie

w przypadku produkcji jednostkowej — chałupniczej, gdzie czas poświęcony na późniejszy montaż i regulację przyrządu nie odgrywa tak wielkiej roli.

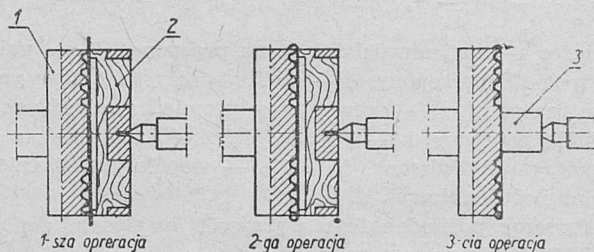
4. Formowanie sfałowiań (karbowanie)

Z wyżarzonej i wypolerowanej blachy wycina się kawałki odpowiadające kształtem przyszłej przeponie. Dla przepon okrągłych będą to krążki, dla podłużnych — kawałki o obrysie płaskoowalnym lub eliptycznym. Na tak wyciętych kawałkach blachy formujemy następnie sfałowiania.

Stosuje się trzy sposoby karbowania przepon:

- 1) wyoblanie,
- 2) na prasie mimośrodowej,
- 3) na specjalnej prasie hydraulicznej.

Pierwszy z tych sposobów przedstawiony jest na rys. 3.



Rys. 3. Formowanie sfałowiań na przeponie przez wyoblanie.

Na zwykłej tokarce mocujemy w głowicy matrycę 1 z centrycznymi rowkami odpowiadającymi sfałowianom przepony i za pomocą konika poprzez specjalną podkładkę 2 dociskamy do niej blaszaną krawędź na przeponę. Po zawinięciu brzegów podkładkę 2 zastępujemy podkładką 3 o średnicy odpowiadającej płaskiej środkowej części przepony i odpowiednim narzędziem wyciska się sfałowiania na przeponie tak, aby przylegały możliwie dokładnie do profilu matrycy.

Głównymi wadami tego sposobu są:

- 1) nierównomierne utwardzenie przepony, w wyniku czego powstają poważne różnice w charakterystykach przepon;
- 2) niejednoczesne karbowanie wszystkich sfałowiań, co powoduje odstawanie blachy z brzegu matrycy przy karbowaniu środka przepony;
- 3) metoda wymaga bardzo wysokich kwalifikacji pracownika wykonującego tę czynność;
- 4) stosunkowo długi czas poświęcony każdej przeponie.

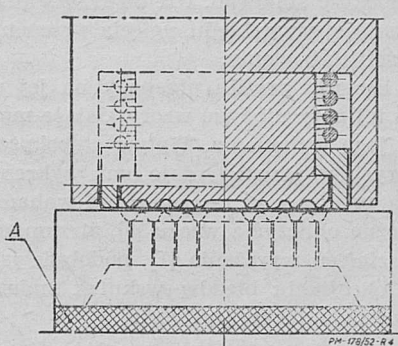
Z powodu wymienionych wad metodę karbowania przepon przez wyoblanie stosuje się tylko w małoseryjnej i jednostkowej produkcji mniej dokładnych elementów sprężystych. Metodą tą nie da się oczywiście wykonywać przepon podłużnych.

Karbowanie przepon w odpowiednich tłocznikach na prasach mimośrodowych można wykonywać za pomocą jednej, dwóch lub trzech operacji. Uwidoczniono to na rys. 4, 5, 6. Należy zaznaczyć, że gumowy amortyzator A uwidoczniiony na rys. 4 stosuje się tylko dla przepon o małej grubości.

Karbowanie przepon za pomocą jednej operacji stosuje się przy sfałowianach płytkich, względnie w przypadku blachy o większej grubości.

Karbowanie przepon za pomocą tłoczenia na prasie mimośrodowej z twardą matrycą i stemplem jest dość niewygodne ze względu na konieczność nadzwyczaj do-

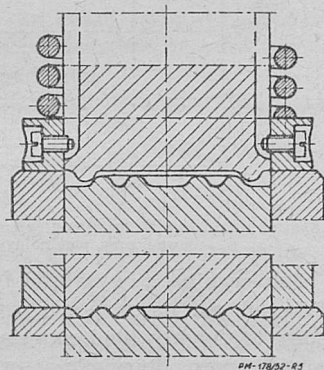
kładnego wykonania profili narzędzi tłoczących i uwzględnienia grubości przepon. Prócz tego konieczne jest tutaj doskonałe ustawienie stempla i matrycy oraz dokładne prowadzenie.



Rys. 4. Tłocznik do karbowania przepon za pomocą jednej operacji.

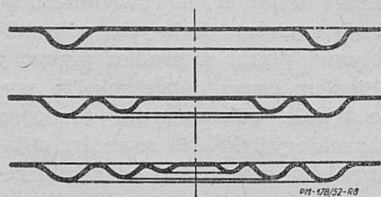
Niedokładności wykonania tłocznika dają w efekcie zmiany w grubości, w wysokości i profilu sfałowań charakterystyczne dla danego narzędzia. Jest to szkodliwe zwłaszcza w przeponach cienkich, gdzie mogą w efekcie powyższego zachodzić zbyt duże różnice w charakterystykach przepon karbowanych dwoma różnymi tłocznikami. Sposób ten jest jednak jedyną racjonalną metodą karbowania przepon na wyższe ciśnienia, gdzie dość duża grubość blachy nie powoduje większych błędów.

Przepony cienkie tłoczy się na płycie gumowej. Sposób ten przedstawiony jest na rys. 7 daje możliwość uniknięcia usterek wykonawczych spowodowanych złym ustawieniem stempla do matrycy. Wadą jest niejednakowy docisk na górnych i dolnych szczytach sfałowań, co powoduje zmianę profilu sfałowań oraz ich głębokości. Wymagane jest tu bardzo dokładne ustawienie mimośrodowo prasy.



5. Karbowanie przepon za pomocą dwóch operacji.

Dla uzyskania lepszego poślizgu blachy po gumie a tym samym równomierniejszą zmianę grubości na całym profilu przepony, stosuje się przekładkę w postaci tkaniny z przędzy szklanej włożoną między blachę z której tłoczy się przeponę, a płytę gumową G.



Rys. 6. Karbowanie przepon za pomocą trzech operacji.

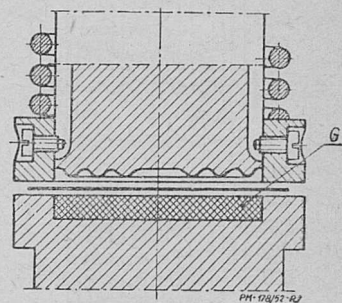
W zależności od grubości materiału i profilu sfałowań przeponę tłoczy się za pomocą dwóch, trzech lub czterech kolejnych operacji. W tym wypadku stosuje się kilka stopni twardości gumy i stopniowanie głębokości sfałowań.

Np. przy karbowaniu przepony za pomocą dwóch kolejnych operacji stosujemy dla operacji pierwszej gumę

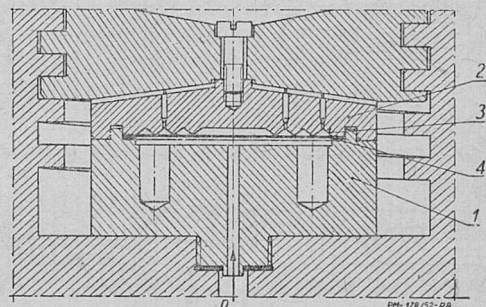
twardą i stempel z płytszym profilem, w drugiej zaś gumę miękką i ostateczny profil na stemplu.

Karbowanie przepon na prasach mimośrodowych odznacza się największą ekonomią czasu w stosunku do wszystkich innych metod formowania sfałowań.

Karbowanie przepon w specjalnej prasie hydraulicznej odznacza się najrównomierniejszym dociskiem na całym profilu tłoczzonej przepony. Sposób ten stosowany jest przy wytwarzaniu bardzo dokładnych i odpowiedzialnych przepon i nadaje się doskonale zwłaszcza dla przepon o stosunkowo małej grubości.



Rys. 7. Tłoczenie sfałowań na płycie gumowej.



Rys. 8. Tłocznik do karbowania przepon w prasie hydraulicznej.

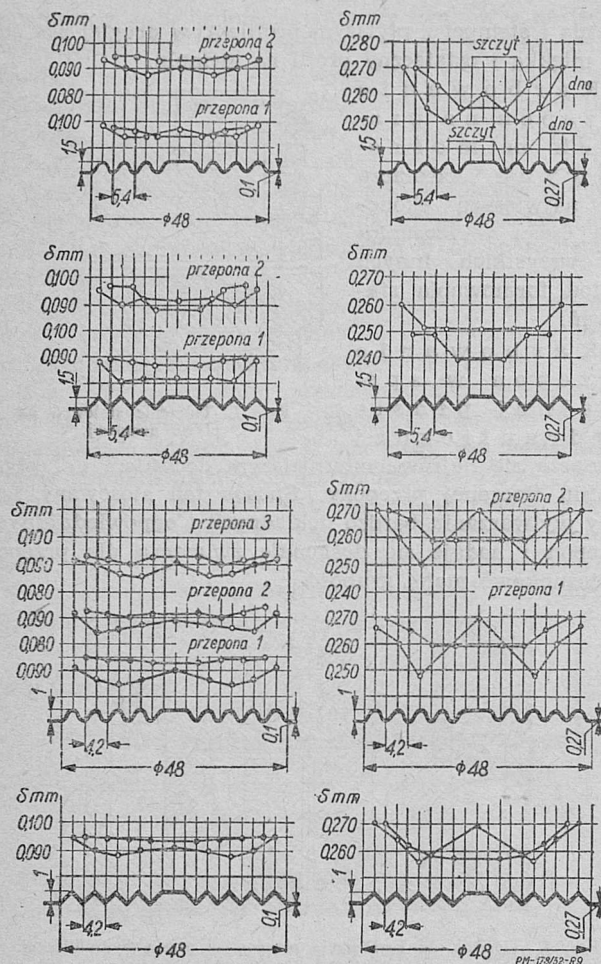
Zasada tłoczenia na prasie hydraulicznej przedstawiona jest na rys. 8. Przez króciec w podstawie 1 doprowadzany jest pod ciśnieniem olej, który dociska przeponę 2 do profilu matrycy 3. Powietrze, znajdujące się nad przeponą, uchodzi otworkami znajdującymi się na dnach sfałowań matrycy. Między przeponą a podstawą umieszczona jest skórzana uszczelka 4. Również w tym przypadku można karbować za pomocą jednej lub kilku kolejnych operacji.

Metoda hydraulicznego karbowania przepon została opracowana w ZSRR przez laureata Nagrody Stalinowskiej N. K. Matwiejewą. W Stanach Zjednoczonych badania nad tą metodą przeprowadzali Wildhack i Goerke z instytutu NACA.

Przy projektowaniu zarysu sfałowań matrycy i stempla do karbowania przepon należy zwrócić uwagę na pewne odprężenie materiału po cofnięciu nacisku na przeponę. Wielkość tego odprężenia należy ustalić doświadczalnie dla każdej metody i grubości blachy na przepony.

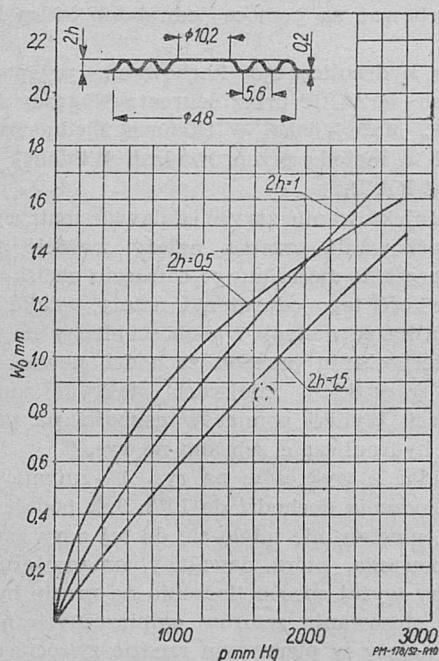
Przy karbowaniu przepon zachodzi pewne niejednakowe we wszystkich miejscach sfałowań zmniejszenie ich grubości. Wyniki pomiarów grubości na przeponach tłoczonych hydraulicznie zebrano na rys. 9.

Jak widać z wykresów na rys. 9 zmiana grubości wskutek tłoczenia dochodzi do 10%. Jak podaje dostępna literatura, niestety nie udało się do tej pory znaleźć metody karbowania, która dawałaby zmiany grubości niż przytoczony wyżej sposób tłoczenia na prasie hydraulicznej. Przy stosowaniu wzorów empirycznych na ugięcie przepony należy w pierwszym rzędzie zwrócić uwagę na to czy zmiany jej grubości tak pod względem ich charak-



Rys. 9. Zmiany grubości przepon na dnach i szczytach sfalowań powstałe w wyniku karbowania, dla przepon o profilu sinusoidalnym i „trójkątnym“.

teru jak i wielkości odpowiadają warunkom dla jakich wyprowadzono formuły doświadczalne. W przypadku większych rozbieżności należy usiłowania dokładniejszego określenia wielkości ugięcia za pomocą tych wzorów



Rys. 10. Wpływ głębokości sfalowań \$h\$ na charakterystykę przepony.

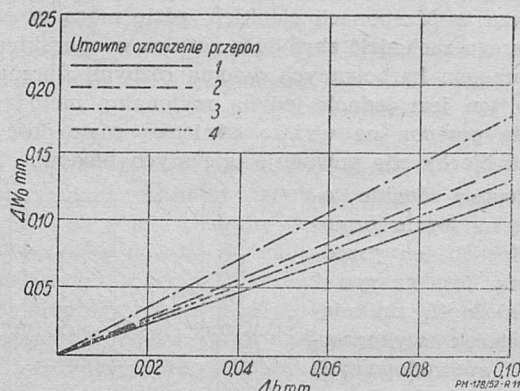
uznać z góry za chybione. Dadzą one wyniki przybliżone podobnie jak i wzory wyprowadzone na podstawie rozważań teoretycznych.

Na charakterystykę przepony ma wpływ kształt profilu oraz głębokość sfalowań. Nie od rzeczy przeto tu będzie poruszenie sprawy błędu ugięcia przepony wskutek niedokładności karbowania.

Wpływu kształtu profilu przepony na jej ugięcie nie udało się do tej pory ująć we wzory, dające możliwość analizy błędów jego wykonania. Wpływ głębokości sfalowań na charakterystykę przepony daje nam wykres na rys. 10. Błąd ugięcia przepony w zależności od wahań wysokości sfalowań można obliczyć z wzoru [9], otrzymanego za pomocą przekształceń wyrażenia [1], podobnie jak to uczyniono przy określaniu błędów wskutek zmian grubości, lub wielkości modułu sprężystości:

$$\Delta W_o(h) = \Delta h \cdot \frac{(-N_1 W_o^2) - 2h N_o W_o}{\left(3W_o^2 - 2N_1 \cdot h \cdot W_o + N_o \cdot h^2 + \frac{56}{9} \frac{\delta^2}{1 - \mu^2}\right)} \quad [9]$$

Ilustracją graficzną tego wzoru jest wykres na rys. 11.



Rys. 11. Błąd ugięcia przepony w zależności od wahań głębokości sfalowań przy nominalnym ugięciu przepony.

Jak wynika z wykresów na rys. 10 i 11 głębokość sfalowań ma na przeponę wpływ dwójakiego rodzaju: jeden to zwykły błąd ugięcia, który można ewentualnie usunąć przez odpowiednią regulację mechanizmu uwielokratającego, drugi natomiast to błąd w przebiegu charakterystyki przepony bardziej lub mniej zbliżonej do liniowej. Na wpływ ten należy zwrócić szczególną uwagę przy analizie błędów podziałki przyrządów. Z tego też powodu głębokość sfalowań należałoby tolerować zawsze „na plus“ tzn. w kierunku większej głębokości.

5. Stabilizowanie (sztuczne starzenie) przepon

Przy wytwarzaniu przepony, w materiale jej powstają wewnętrzne naprężenia wskutek nierównomiernego nagrzania, niejednakowego zgniotu, drobnych odkształceń przy lutowaniu sztywnej płytki w środku przepony i innych przyczyn. Z biegiem czasu naprężenia te wyzwalają się, powodując trwałe odkształcenia przepony i zmieniając nieco jej charakterystykę. Na zewnątrz objawia się to tzw. „odchodzeniem“ wskazówki od kreski zerowej podziałki.

Usunięcie wewnętrznych naprężeń w przeponie można przeprowadzić kilkoma sposobami:

- 1) naturalne stabilizowanie,
- 2) długotrwała praca przepony przy zmiennych obciążeniach,
- 3) sztuczne stabilizowanie tj. podgrzanie przepon, do pewnej określonej temperatury i powolne studzenie.

Wszelkie dalsze sposoby są kombinacjami wymienionych tu dwóch ostatnich.

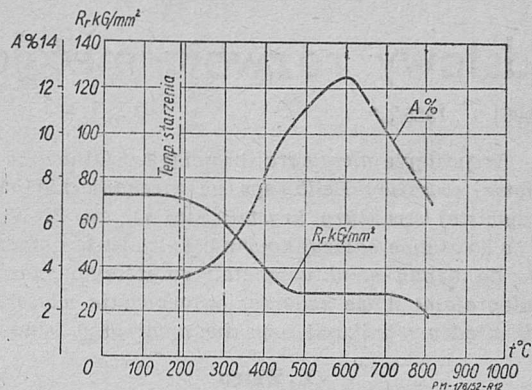
Pierwszy z nich, **s t a b i l i z o w a n i e n a t u r a l n e**, nie przyjęło się w produkcji seryjnej ze względu na bardzo długi czas trwania, konieczność składowania przepon w specjalnych kasetach, chroniących je przed deformacjami i w pomieszczeniach o dość stałej temperaturze. Skuteczność tej metody okazuje się zresztą dość wątpliwa.

D r u g i ze sposobów polega na kilkudziesięciogodzinnym poddawaniu przepony zmiennym ugięciom. Okres zmian ciśnienia wynosi od kilkunastu do kilkudziesięciu sekund.

T r z e c i s p o s ó b polega na ogrzaniu przepon do temperatury takiej aby nie nastąpiła jeszcze zmiana własności mechanicznych (sprężystych) przepony i następnie powolnemu chłodzeniu.

Wskutek ogrzewania wewnętrzne naprężenia w przeponie szybko się wyzwalają, przez co znika przyczyna późniejszych odkształceń w czasie jej eksploatacji. Ze względu na to, że wyzwalające się naprężenia mogą powodować trwałe deformacje przepon należy je zabezpieczyć przez umieszczenie w odpowiednich kasetach podobnie jak to czyni się przy ulepszaniu cieplnym przepon stalowych, o czym była mowa przy obróbce cieplnej.

Dobór temperatury sztucznego stabilizowania przepon zależy od rodzaju materiału z jakiego je wykonano. Przykład doboru temperatury dla brązu fosforowego podano na rys. 12. Czas trwania procesu jest tym krótszy, czym wyższą zastosujemy temperaturę.



Rys. 12. Zmiany własności mech. brązu fosforowego w zależności od temperatury stabilizowania.

Jak wykazały badania przeprowadzone w ZSRR najskuteczniejszą metodą usunięcia naprężeń wewnętrznych w elementach sprężystych do manometrów, a więc w ich liczbie i przepon, jest sztuczne stabilizowanie pod zmiennym ciśnieniem. Metoda ta jest połączeniem dwóch ostatnich sposobów wymienionych na wstępie tego rozdziału. Polecić należy ją zwłaszcza do produkcji przepon dla bardzo dokładnych przyrządów mierniczych. Jest ona o tyle wygodna, że przez możliwość zastosowania różnej wielkości ciśnień (w stosunku do roboczego ciśnienia przepony) możemy obniżyć znacznie temperaturę procesu.

LITERATURA

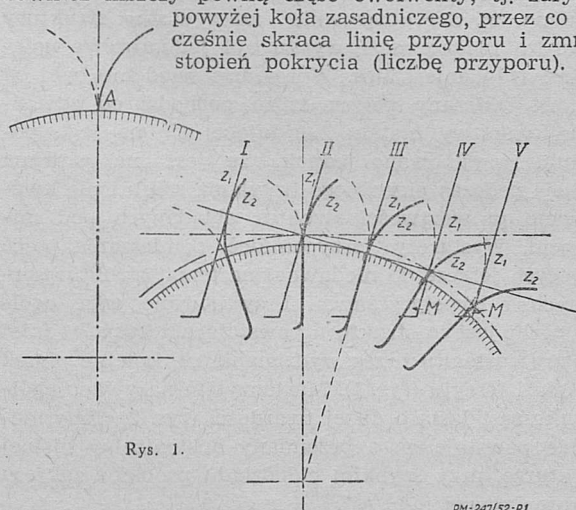
- A. N. Gawrilow. „Technologia awiacjannowo priborostrojenia”. Oborongiz 1951 (Rozdz. XVII).
Wildhack Goerke. „Corrugated Metal Diaphragms for Aircraft Pressure Measuring Instruments”. publ. N.A.C.A. Waszyngton 1939.

Objaśnienie przyczyny powstawania podcięcia zębów ewolwentowych

621.9-484.2:621.914:621.9.014.4

Zazębienie ewolwentowe, mające wiele bezspornych zalet w stosunku do innych zazębień, posiada między innymi jedną poważną wadę: zjawisko podcięcia zębów, które występuje w kołach o małej ilości zębów.

Podcięcie to nie tylko, że osłabia ząb przez ścienienie go w części znajdującej się poniżej koła zasadniczego, ale również niszczy pewną część ewolwenty, tj. zarys zęba powyżej koła zasadniczego, przez co jednocześnie skraca linię przyporu i zmniejsza stopień pokrycia (liczbę przyporu).



Rys. 1.

W podawanych w literaturze uzasadnieniach przyczyny podcinania zębów ewolwentowych pozostaje nie wyjaśniona następująca sprawa. Jeżeli przy frezowaniu obwodniowym ewolwenta powstaje jako obwiednia ruchu linii prostej (zarys zęba narzędzia) i przez cały czas obróbki prosta ślizga się po ewolwencie, to dlaczego od pewne-

go momentu ta sama prosta zatraca kontakt z ewolwentą i wcina się w nią, psując swoje własne dzieło?

Tymczasem zjawisko podcięcia można wyjaśnić bardzo łatwo. Musimy jednak najpierw stwierdzić, że ewolwenta nie jest, jak to często sobie wyobrażamy, linią pojedynczą o początku w punkcie A na obwodzie zasadniczego koła; jest to jej punkt zwrotny. Ewolwenta jest krzywą symetryczną względem promienia, przechodzącego przez ten „początkowy” punkt A (rys. 1).

Na rys. 1 pokazane są kolejne położenia: I, II, III, IV, V zarysu zęba narzędzia w styku z zarysem zęba koła.

W położeniu III styk obu zębów znalazł się w punkcie zwrótnym A ewolwenty. Jeżeli bok zęba zębatki nie ma tracić styku z ewolwentą boku nacinanego zęba, to styk ten musi przejść na wykresowaną ewolwentę (lewą gałąź), a wówczas ząb zębatki wcina się w podstawę zęba nacinanego, jak to widać na rys. 1, a tym samym tworzy podcięcie M.

To samo zjawisko zachodziło w położeniu I i II, kiedy to drugi bok zęba narzędzia-zębatki, pozostając w styku z drugim bokiem zęba nacinanego koła, wcinał się w podstawę zęba z drugiej strony.

Punkt zwrótny ewolwenty A jest więc tym krytycznym punktem, który nie może znajdować się na linii zazębienia, czyli inaczej: musi leżeć na zewnątrz linii wierzchołkowej zębów koła współpracującego.

Łatwiej jest to osiągnąć przy kole zębatym o kącie przyporu 20°, niż przy 15°, gdyż przy zmniejszonym promieniu koła zasadniczego (20°) punkt krytyczny oddala się od koła podziałowego.

Jeżeli zmniejszymy wysokość głowy zęba zębatki (czyli zastosujemy korekcję), wówczas można doprowadzić do tego, że punkt krytyczny A pozostanie powyżej linii wierzchołkowej zęba zębatki.

Eustachy Gutkowski
inżynier-technolog

Podstawy rozwoju metalografii w ciągu ostatnich 25 lat

620.18.001.6 „1925/...”

Mgr inż. ZYGMUNT WÓJCIK

W postępie metalografii w ciągu ostatnich 25 lat można wyodrębnić trzy główne etapy: 1) Wykrycie powierzchniowej warstwy Beilby'ego na mechanicznie polerowanych szlifach, której usunięcie pozwoliło na obserwację rzeczywistej struktury krystalicznej metali. 2) Wyniki badań nad izotermicznymi przemianami austenitu pozwoliły na właściwe sklasyfikowanie i ustalenie nomenklatury struktur stali. 3) Zastosowanie mikroskopu elektronowego do badań struktur metali rozszerzyło znacznie zakres posiadanych dotychczas wiadomości i postawiło przed metalografami nowe zadania: opracowanie właściwej metody sporządzania odbitek (replik) oraz znalezienie łączności między wynikami uzyskiwanymi przy badaniach pod mikroskopem optycznym i elektronowym.

I. Wstęp

Większość obecnie stosowanych metod metalograficznych była opracowana dawniej niż 25 lat temu. Zarówno sposoby przygotowania próbek do obserwacji mikroskopowych, jak również większość odczynników trawieniowych nie uległy większym zmianom.

Obecnie stosowana jest jeszcze metoda elektrolitycznego polerowania i trawienia zglądów metalograficznych. Nie jest ona jednak tak uniwersalna jak metoda mechanicznego polerowania i daje w pewnych przypadkach lepsze, w innych zaś gorsze wyniki.

W budowie i wyposażeniu optycznym mikroskopów metalograficznych wprowadzono wprawdzie w ostatnich czasach wiele ulepszeń, jednak i 25 lat temu metalografowie rozporządzali doskonałymi achromatycznymi i apochromatycznymi obiektywami, które dawały możliwość uzyskiwania doskonałych obrazów. Nie ulega jednak wątpliwości, że obecnie wykonywane mikrografie są o wiele lepsze pod względem jakości od wykonywanych dawniej.

Mimo woli nasuwa się pytanie, skąd ta różnica?

Jeżeli weźmie się pod uwagę wszystkie czynniki, to można jedynie dojść do przekonania, że jest to naturalną konsekwencją postępu wiedzy o strukturach stali i właściwego przygotowywania szlifów metalograficznych.

Czyniąc przegląd czynników, które wywarły zasadniczy wpływ na rozwój metalografii w ostatnim ćwierćwieczu, możemy z nich wyodrębnić trzy największe osiągnięcia:

1 Usunięcie z deformowanej warstwy metalu z powierzchni próbek metalograficznych (tzw. warstwy Beilby'ego). Pozwoliło to na obserwację prawdziwych struktur stali pod mikroskopem.

2 Zbadanie i opracowanie izotermicznych wykresów rozpadu austenitu. Dane uzyskane z tych badań pozwoliły na zrozumienie kinetyki powstawania struktur w stali. Obserwacja zaś szlifów nie była już utrudniona przez obecność warstwy Beilby'ego.

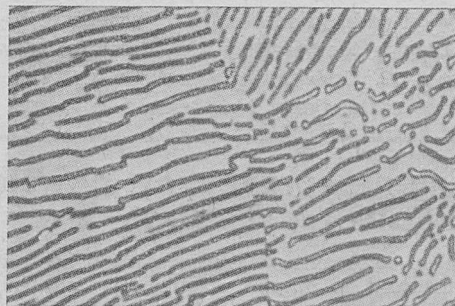
3 Zastosowanie mikroskopu elektronowego do badania struktur stali. Pozwoliło to na obserwację takich składników strukturalnych, których wielkość leży poza zasięgiem zdolności rozdzielczej mikroskopów optycznych.

Inne czynniki, jak opracowanie lepszej konstrukcji mikroskopów metalograficznych, oświetlaczy o stożkowej wiązce padającej, opracowanie urządzenia celem uzyskania większego kontrastu faz, zastosowanie filtrów interferencyjnych, stosowanie światła nadfioletowego itd., wpłynęły bardzo mało na rozwój metalografii i zrozumienie struktur stali.

II. Warstwa Beilby'ego

Celem, jaki stawiali sobie metalografowie kilkanaście lat temu, było uzyskanie szlif metalograficznego o wysokim połysku w stanie nietrawionym i nie posiadającym rys na swej powierzchni.

Nie zwracano natomiast uwagi na to, że na przykład wtrącenia niemetaliczne winny być nienaruszone dla oceny zanieczyszczeń w stali oraz, że przed przystąpieniem do obserwacji mikroskopowych powierzchnia szlif winna być uwolniona ze wszystkich śladów zdeformowanej warstwy metalu. Nieuwzględnianie tych warunków było przyczyną powstawania wielu fałszywych pojęć i teorii o strukturach stali, które opóźniły postęp metalografii na przeciąg szeregu lat.



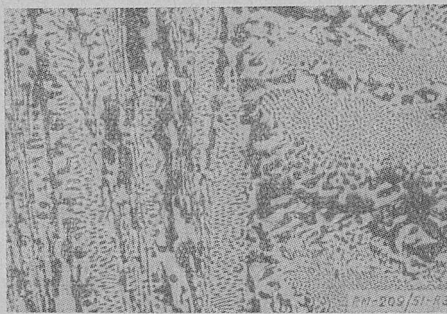
Rys. 1. Perlit pasemkowy w stali 0,86% C po przemianie izotermicznej austenitu w temperaturze 710°C. Pow. $\times 1000$.

Szybszy postęp mógł dopiero nastąpić z chwilą, gdy zrozumiano, że dla otrzymania rzeczywistej struktury stali bardzo rzadko może wystarczyć jednorazowe polerowanie i trawienie szlif. Wprawdzie wiadome było od dawna, że lustrzany połysk szlif pochodzi od zdeformowanej warstwy metalu znajdującej się na jego powierzchni. Przyjmowano jednak, że jest ona usuwana całkowicie podczas pierwszego trawienia szlif i nie kwestionowano prawdziwości struktur oglądanych pod mikroskopem. Wystarczy przypomnieć pomieszczenie pojęć (istniejących jeszcze do niedawna) na temat struktur sorbitycznych i troostyticznych. Przyjmowano więc ogólnie, że perlit jest to struktura powstająca z bezpośredniej przemiany austenitu przez wydzielanie się kolejnych płytek cementytu i ferrytu (rys. 1). Martenzytem nazywano ogólnie strukturę iglastą o dużej twardości (rys. 2). Przyjmowano, że powstaje on z przemiany austenitu w niskiej temperaturze, przy szybkim chłodzeniu próbki z zakresu temperatur powyżej A_{c3} .

Ówczesni metalografowie identyfikowali także „troostyt kulistyczny”, ciemno trawiący się składnik strukturalny występujący często obok martenzytu w próbkach chłodzonych szybko z zakresu istnienia austenitu. Nie było też trudności w identyfikacji ledeburytu (rys. 3) i ponad-



Rys. 2. Struktura martenzytyczna w stali manganowej. Widoczny resztkowy austenit (białe pola). Pow. $\times 380$.



Rys. 3. Ledeburyt w żeliwie białym (4,3%C) Pow. $\times 250$.



Rys. 4. Cementyt siatkowy w stali zawierającej 1,24%C. Pow. $\times 380$.



Rys. 5. Cementyt iglasty w stali zawierającej 1,20%C. Pow. $\times 380$.

eutektoidalnego cementytu występującego w kształcie igieł lub siatki (rys. 4 i 5).

Jednakże, jeżeli struktura obserwowana pod mikroskopem przedstawiała się jako konglomerat, w którym nie można było rozróżnić ani pasemek ani igieł, metalografowi nie pozostawała inna możliwość jak nazwanie tej struktury albo sorbitem albo troostytem. Z braku innych podstaw do identyfikacji takich struktur, opierano się na obróbce cieplnej, której podlegała uprzednio dana stal. Tak więc strukturę uważano za troostyt, jeśli powstawała ona przez odpuszczanie martenzytu w temperaturze poniżej 400°C lub przez chłodzenie w zakresie przemiany z szybkością nieco mniejszą od szybkości niezbędnej do otrzymania martenzytu. Sorbitem nazywano strukturę otrzymaną albo przez odpuszczanie martenzytu w temp. $400 \div 700^{\circ}\text{C}$, albo przez chłodzenie na powietrzu próbek ogrzanych do temperatur powyżej przemiany A_{c3} . Jak z powyższego wynika, przyjmowano, że taka sama struktura może powstać albo z bezpośredniego rozpadu austenitu albo z odpuszczania martenzytu. Odzywały się wprawdzie od czasu do czasu głosy krytykujące tego rodzaju interpretację struktur metalograficznych [1], jednak nie zdołano dostarczyć dostatecznych dowodów na poparcie swoich zarzutów.

Przyczyna tego pomieszania pojęć jest jasno pokazana na rys. 6 i 7. Jak widać, struktury obserwowane pod mikroskopem były zaciemnione i zniekształcone przez pokrywającą je warstwę zdeformowanego metalu o grubości kilku średnic atomowych. Niezdolność przeniknięcia przez ową fałszywą strukturę była główną przyczyną długotrwałego pomieszania pojęć o strukturach sorbiczych i troostytnych.

Można stwierdzić, że opracowanie metod pozwalających na usunięcie z powierzchni szlifów warstwy Beilby'ego, przyczyniło się do postępu nauki o strukturach stali i postępu metalografii w ogólności.

Bardzo ważnym narzędziem w tej walce było opracowanie metody elektrolitycznego polerowania. Jako przykład można podać stal austenityczną niskowęglową (tzw. 18 — 8). Przy wykonywaniu szlifów tej stali bardzo łatwo powstają na ich powierzchni linie poślizgów i figury trawienia (rys. 8). Celem ich usunięcia nie wystarcza kilkakrotne trawienie i przepolerowywanie szlifów, co stosuje się dla zwykłych stali niskowęglowych. Jedynie elektrolityczne polerowanie usuwa te niepożądane skutki mechanicznego przygotowywania szlifów metalograficznych polerowania (rys. 9). Przy stosowaniu elektrolitycznego polerowania do stali 18 — 8, powstają wprawdzie często wżery w miejscach, w których znajdują się wtrącenia niemetaliczne. Jednak szlify te nadają się poza tym doskona-

le do obserwacji mikroskopowych.

Metoda elektrolitycznego polerowania szlifów może poza tym przyczynić się do szerszego stosowania mikroskopu metalograficznego przy bieżącej kontroli produkcji.



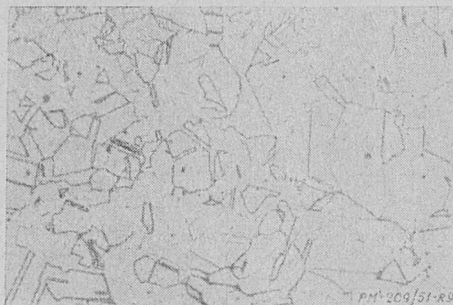
Rys. 6. Struktura perlityczna zaciemniona na skutek obecności powierzchniowej warstwy Beilby'ego (Vilella). Pow. $\times 1000$.



Rys. 7. Ta sama struktura jak na rys. 6 po usunięciu warstwy Beilby'ego (Vilella). Pow. $\times 1000$.



Rys. 8. Stal nierdzewna 18—8 polerowana mechanicznie. Pow. $\times 100$.



Rys. 9. Ta sama stal polerowana elektrolitycznie. Pow. $\times 100$.



Rys. 10. Początek przemiany bainitycznej w temperaturze 288°C. Stal o zawartości 0,89%C. (Vilella). Pow. $\times 2500$.



Rys. 11. Ta sama struktura jak na rys. 10, po zakończeniu przemiany bainitycznej (Vilella). Pow. $\times 2500$.

III. Badania izotermicznych przemian austenitu

Dalszym bardzo ważnym czynnikiem w postępie wiedzy o strukturach stali a zarazem i metalografii były badania *Baina* i *Davenporta* [2] nad izotermicznymi przemianami austenitu w stali.

Można stwierdzić, że od czasu opublikowania tych badań nie pojawiły się w literaturze technicznej bardziej epokowe publikacje z dziedziny metaloznawstwa stali. Odwróciły one uwagę naukowców od badań układu faz w stanie równowagi do badań przemian w stanie stałym, nadających stali najbardziej pożądane własności. Szybko też porzucono klasyczną metodę *Baina* i *Davenporta* wykreślenia tak zwanej krzywej „C”. Obecnie używa się o wiele szybszych i dokładniejszych metod radiograficznych, dilatometrycznych oraz magnetometrycznych.

Badanie zależności istniejącej między temperaturą przemiany a strukturą stali zawiera w sobie olbrzymi zakres różnorodnych zagadnień. Można więc badać szybkość przemiany stali w stanie stałym, wpływ dodatków



Rys. 12. Częściowa przemiana austenitu na bainit w temperaturze 455°C. (Vilella). Pow. $\times 2500$.

stopowych na przemiany austenitu, wpływ wielkości umownego ziarna austenitu, na hartowność stali itd. Poza tym zidentyfikowano nowy rodzaj struktur, tak zwane struktury bainityczne (rys. 10 ÷ 13). Cenne własności tych struktur są w coraz większym stopniu wykorzystywane w różnych działach przemysłu.

Badania te dostarczyły podstaw naukowych do opracowania właściwej nomenklatury i identyfikacji składników strukturalnych w stali, ale przede wszystkim dały właściwe podstawy naukowe obróbce cieplnej, przemieniając ją ze sztuki majsterskiej w dziedzinę wiedzy metaloznawczej.

IV. Mikroskop elektronowy

Od chwili opublikowania pierwszych prac wskazujących przydatność mikroskopu elektronowego do badań obiektów,

których wielkość leży powyżej zasięgu zdolności rozdzielczej mikroskopów optycznych przystąpiono do prac, które by pozwoliły na stosowanie go do badań struktur metali. Pierwsze jednak próby wykazały, że wyniki



Rys. 13. Struktura końcowa po przemianie pokazanej na rys. 12. Bainit średni (Vilella). Pow. $\times 2500$.

otrzymane przez różnych badaczy są bardzo rozbieżne i sprzeczne. Stało się więc jasne, że zanim przystąpi się do właściwych badań należy najpierw ustalić przyczyny tych rozbieżności.

Na podstawie długoletniej zespołowej pracy metalografów i fizyków ustalono, że za pomocą techniki odbitek (replik) oraz mikrofotografii elektronowej¹⁾ można rzeczywiście osiągnąć wyniki obrazujące z dużą dokładnością struktury stali. Wynika to jasno na przykład ze ścisłego podobieństwa mikrofotografii optycznych i elektronowych takich struktur jak perlit kulkowy i pasemkowy. Składniki strukturalne są tam dostatecznej wielkości, aby mogły być obserwowane tak pod mikroskopem optycznym, jak i pod mikroskopem elektronowym.

Przy posługiwaniu się techniką odbitek (replik) należy stosować cały szereg środków ostrożności. Wiadomo więc, że należy unikać wszelkich naprężeń błonki przy

¹⁾ Patrz artykuł inż. J. Chodorowskiego „Mikroskop elektronowy i jego zastosowanie w metalografii”, Przegląd Mechaniczny 1950. zesz. 9.

zdejmovaniu jej ze szlifu oraz, że w większości przypadków należy wytrawiać kilkakrotnie szlif celem oczyszczenia go z brudu. Mimo to dotychczas pozostały jeszcze wątpliwości co do przyczyn pojawiania się pewnych obiektów na mikrofotografiach elektronowych.

Na przykład czyste aluminium trawione wodą królewską jeden raz wykazuje strukturę blokową, zaś ten sam materiał trawiony wodą królewską dwa razy wykazuje strukturę kulistą (nodularną).

O wiele większe różnice powstają przy trawieniu aluminium wodnym roztworem HCl i gazem bezwodnym w temp. 200°C. W pierwszym przypadku powstaje na powierzchni relief w kształcie sześciątów, pochodzący przypuszczalnie z tworzenia tlenku o siatce płaskocentrycznej, w drugim zaś suchy HCl powoduje powstawanie swego rodzaju kombinacji ośmiościanów z sześcianami.

Przy obecnie istniejących urządzeniach zdolność rozdzielcza mikroskopu elektronowego sięga $25 \div 30 \text{ \AA}$. W tych warunkach nie można jeszcze zobaczyć na przykład ośrodka krystalizacji, można natomiast rozróżnić już nieco szersze strefy *Guinier-Prestona*. Strefy te powstają w stopach, aluminium-miedź w miejscach o nieco większej zawartości miedzi. Zostały one najpierw odkryte za pomocą promieni X, zaś obserwacje pod mikroskopem elektronowym w pełni potwierdziły ich istnienie.

Mikroskop elektronowy stwarza ogromne możliwości dla badań metalograficznych, jednak przy obecnie stosowanej technice odbitek (replik) nie można możliwości tych w pełni wykorzystać. Nie jest możliwe na przykład przeprowadzanie badania metalograficznego na większej powierzchni stosując tak małe jak i duże powiększenie. Ostatnio jednak opracowano mikroskop trójstopniowy wyposażony w soczewki tak elektrostatyczne jak i elektromagnetyczne, na których można osiągać powiększenia



Rys. 18. Martenzyt i resztkowy austenit stali hartowanej w wodzie (0,87% C). Pow. $\times 15000$.

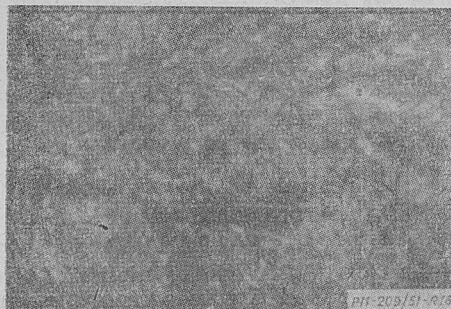
począwszy od najmniejszych (rzędu najwyższych powiększeń otrzymywanych w mikroskopie optycznym), a skończywszy na najwyższych. Pozwala to na porównywanie wyglądu znanych mikrostruktur z ich wyglądem przy najwyższych powiększeniach.

Jedną z największych zalet obrazu uzyskanego przy pomocy mikroskopu elektronowego jest duża głębia ostrości. Dzięki temu można przeprowadzać badania np. wżerów trawieniowych, struktury blokowej metali oraz przełomów. Z chwilą opracowania techniki odbitek (replik) poddano badaniom cały szereg zjawisk, które już od dawna budziły powszechne zainteresowanie, jak np. procesy przebiegające w stali w czasie jej hartowania i odpuszczania, procesy starzenia, zagadnienie substancji międzykrystalicznej, badanie zgniotu metali itd. Dla zilustrowania różności zagadnień nasuwających się przy badaniach za pomocą mikroskopu elektronowego omówimy kilka mikrofotografii elektronowych.

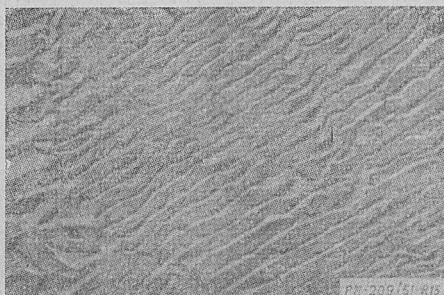
Z porównania mikrofotografii (rys. 14, 15) wynika, że struktura pochodząca z przemiany austenitu w temp. bliskiej wygięcia krzywej „C” składa się rzeczywiście, jak przypuszczano od dawna, z kolonii bardzo drobnego perlitu. Jest to struktura zwana dawniej sorbitem.

Na rys. 16 ÷ 17 pokazana jest struktura bainityczna. Można zauważyć — zgodnie z teorią, że składa się ona z wydzieleń cementytu na tle ferrytycznym. Zwraca uwagę duża ostrość mikrofotografii elektronowej w porównaniu z mikrofotografią optyczną. Długość płytek cementytu waha się między 600 i 1000 Å, przy czym przeważa ten ostatni wymiar.

Mikrofotografie elektronowe mogą służyć także doskonale do badań ilościowych. Na rys. 18 pokazano strukturę odpuszczonego martenzytu. Nie moż-



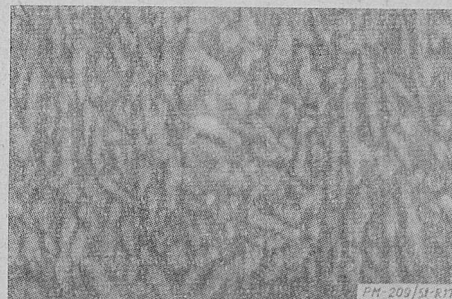
Rys. 14. Struktura drobnego perlitu w stali zawierającej 0,87% C, pochodząca z przemiany izotermicznej austenitu w temperaturze 595°C (Vilella). Pow. $\times 2500$.



Rys. 15. Mikrofotografia elektronowa z rys. 14 (Vilella). Pow. $\times 15000$.



Rys. 16. Struktura bainityczna stali zawierającej 0,89% C po przemianie izotermicznej austenitu w temperaturze 400°C. Pow. $\times 2500$.



Rys. 17. Mikrofotografia elektronowa struktury pokazanej na rys. 16. Pow. $\times 15000$.



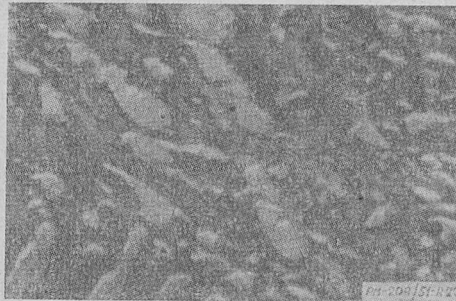
Rys. 19. Struktura odpuszczonego martenzytu. Hartowanie przeprowadzono w wodzie, a następnie odpuszczano próbkę jedną godzinę w temperaturze 205°C. Stal o zawartości 0,87% C. Pow. $\times 2500$.



Rys. 20. Mikrofotografia struktury pokazanej na rys. 19. Pow. $\times 15000$.



Rys. 21. Struktura odpuszczonego martenzytu stali zawierającej 0,87% C. Hartowanie przeprowadzano w wodzie oraz odpuszczano 1 godz. 432°C. Pow. $\times 2500$.



Rys. 22. Mikrofotografia elektronowa struktury pokazanej na rys. 21. Pow. $\times 15000$.

na tu wprowadzić nic konkretnego powiedzieć o budowie igieł martenzytycznych widocznych przy mniejszych powiększeniach, jednak pola resztkowego austenitu są ostro zarysowane, co daje możliwość szybkiego sprawdzenia wyników uzyskiwanych za pomocą innych metod jego pomiaru. Należy jeszcze dodać, że mimo dużego powiększenia, nie można zauważyć rys na stosunkowo miękkich polach austenitu. Jak wiadomo, nasza wiedza o strukturach stali jest oparta na obserwacjach szlifów przygotowanych na papierach ściernych, polerce oraz trawionych alkoholowymi roztworami kwasu azotowego lub pikrynowego. Jest bardzo ważnym, że te same sposoby przygotowania szlifów mogą być w pełni stosowane przy mikroskopie elektronowym.

Na mikrofotografiach (rys. 19 ÷ 20) można zauważyć, że zaciemnienie struktury występujące przy trawieniu odpuszczonego martenzytu pochodzi z bardzo drobnych cząsteczek (wziawszy nawet pod uwagę dużą zdolność rozdzielczą mikroskopu elektronowego). Można też

zauważyć, że pola resztkowego austenitu, które są doskonale widoczne na mikrofotografiach optycznych, nie występują na mikrofotografiach elektronowych. Jak wynika z wykresu izotermicznego rozpadu austenitu dla tej stali, po odpuszczeniu / jednogodzinnym w temp. około 205°C powinna rzeczywiście pozostać w strukturze pewna część resztkowego austenitu. Podobnie i badania rentgenograficzne ujawniły obecność około 9% austenitu. Można więc powiedzieć, że w tym przypadku użyta metoda tworzenia odbitki (repliki) zawiodła przy wyjawieniu właściwej struktury próbki.

Podobnie i dla próbki stali, której struktura pokazana jest na rys. 21 ÷ 22 obserwacje pod mikroskopem optycznym i badania rentgenograficzne nie wykazały śladów resztkowego austenitu. Końcowa obróbka cieplna tej stali polegała na

odpuszczeniu martenzytu w ciągu godziny w temp. 427°C. Powinna więc ona wykazywać strukturę odpuszczonego martenzytu i bainitu, występujący w miejscach, gdzie po zahartowaniu znajdował się resztkowy austenit. Tymczasem na mikrofotografi elektronowej nie można odróżnić bainitu od struktury odpuszczonego martenzytu.

Wskazując na te subtelne niedociągnięcia w wynikach uzyskiwanych przy pomocy mikroskopu elektronowego, można stwierdzić, że dla pełnego wykorzystania możliwości jakie stwarza nam ten przyrząd należy jeszcze znacznie polepszyć technikę posługiwania się nim.

LITERATURA

- 1) W. Cambell. Twenty-five Years of Metallography. Trans AIME, 70/1926.
- 2) E. S. Davenport i E. C. Bain: Transformation of Austenite at Constant Subcritical Temperatures. Trans AIME, 90/1930.
- 3) J. R. Uilella: Twenty-five More Years of Metallography. Journal of Metals 8/1951.
- 4) Symposium on Metallurgical Application of Electron Microscope. Londyn 1950.

ZAWIADOMIENIE

Zawiadamiamy naszych czytelników, zainteresowanych pracami Instytutów Badawczych, że w roku bieżącym do „Przeglądu Mechanicznego“ będą załączane Biuletyny Informacyjne następujących Instytutów.

- Instytutu Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem w zeszytach parzystych (obj. 2 str.).
- Instytutu Metaloznawstwa i Aparatury Laboratoryjnej w zeszytach nieparzystych (obj. 2 str.).
- Instytutu Obróbki Plastycznej w zeszytach nieparzystych (obj. 2 str.).

Poza tym do każdego zeszytu dołączany będzie Przegląd Dokumentacyjny Mechaniki o obj. 4 str.

W przypadku, gdy odpowiedni Biuletyn lub Przegląd Dokumentacyjny, niezamieszczony jest w jednym z zeszytów, ukaże się w następnej kolejności o objętości podwójnej.

REDAKCJA

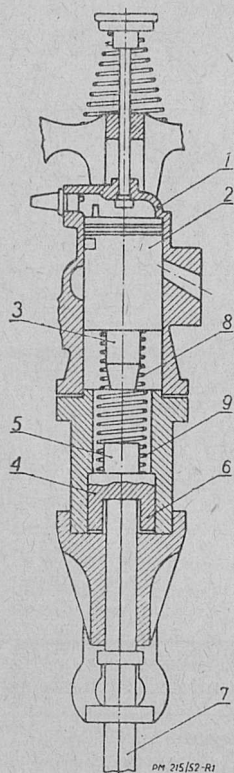
Młotki spalinowe

621.972-843

Projekty zastosowania energii, uzyskanej ze spalania mieszanki gazowej, do napędu narzędzi bijakowych datują się już od pierwszych lat obecnego stulecia.

Poniżej omówiono zasadę działania młotków spalinowych oraz stosowane rozwiązania konstrukcyjne.

Zasada działania młotków spalinowych polega na tym, iż w wyniku spalania mieszanki paliwa z powietrzem w cylindrze tłok zostaje odrzucony aż do uderzenia o kowadło, następnie zaś wraca do pierwotnego położenia, zazwyczaj pod działaniem sprężyny. Budowę, która jest stosunkowo prosta, wyjaśnia rys. 1.



Rys. 1.

W uźebrowanym cylindrze 1 porusza się ciężki tłok 2 zaopatrzony w zderzak 3. Podczas skoku w dół tłok uderza o występ 5 kowadła 4, które znajduje się w części 6, stanowiącej przedłużenie cylindra. Na tej części osadzona jest oprawa właściwego narzędzia 7. Pomiędzy tłokiem i występem kowadła znajdują się 2 sprężyny: dłuższa i zarazem słabsza 8, sprowadza do pierwotnego położenia tłok oraz krótsza i mocniejsza 9, umieszczona na występie kowadła, służy do wzmocnienia odbicia oraz do tłumienia drgań dłuższej sprężyny. Współczynnik uderzenia, tj. stosunek prędkości tłoka po odbiciu do jego prędkości przed uderzeniem, zależy, podobnie zresztą jak i przy wszelkich innych narzędziach bijakowych, od rodzaju pracy i wynosi przeciętnie od 0,2 do 0,24.

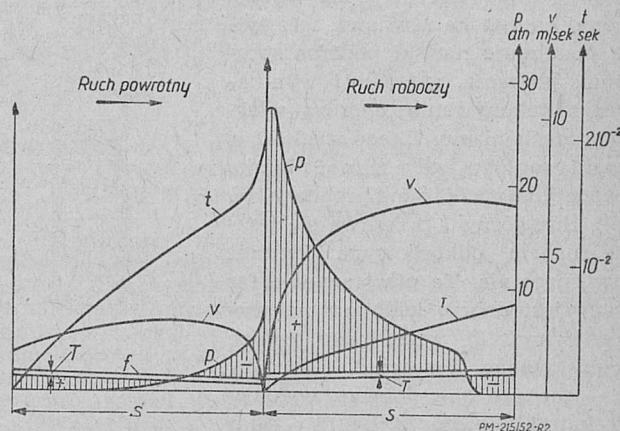
Wlot mieszanki do cylindra oraz wydech gazów spalinowych odbywa się przez szczeliny. Dla uruchamiania młotka służy pręt, widoczny na rysunku, przechodzący przez głowicę cylindra i normalnie wypychany działaniem sprężyny na zewnątrz. Podczas rozruchu pręt ten wpycha się do wewnątrz cylindra dla przesunięcia tłoka w dół. Zapłon jest sterowany przez tłok za pośrednictwem popychacza z rolką, poruszającego się w wycięciu ścianki cylindra. Jeżeli znane są: przebieg ciśnień P , siły tarcia T , charakterystyka sprężyny f oraz masa tłoka, s . Zależności te ilustruje przykładowo rys. 2, odnoszący się do młotka o następujących danych:

pojemność skokowa	200 cm ³
skok tłoka	45 mm
średnie ciśnienie oporów tarcia	0,8 kg/cm ²
	przekroju cylindra
ciężar tłoka	3,5 kg
średnie ciśnienie sprężyny	1,5 kg/cm ²
	przekroju cylindra
liczba uderzeń na min.	2200
zużycie paliwa	1,3 kg/h.

Obliczenie współczynnika sprawności, ujętego jako stosunek energii kinetycznej udzielonej tłokowi, do energii cieplnej doprowadzonej w paliwie, daje dla powyższego przykładu wartość: $\eta = 0,187$.

Obliczenie to pomija stratę energii przy uderzeniu tłoka o narzędzie.

Zaletą opisanego typu młotka jest mocna i prosta konstrukcja, wady zaś stanowią: prymitywne rozwiązanie urządzenia rozruchowego oraz duże obciążenie sprężyn ciągłymi uderzeniami.

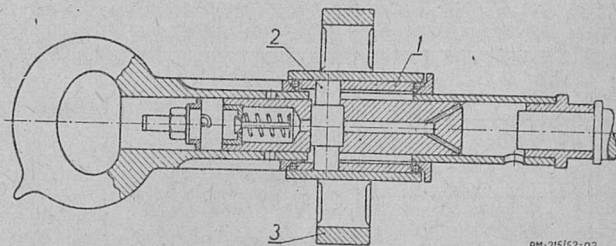


Rys. 2.

W ulepszonych młotkach powrotny ruch tłoka odbywa się w wyniku działania sprężonego powietrza, które trzeba mieć dodatkowo do dyspozycji. Zaletą tego rozwiązania jest dogodne chłodzenie młotka tym powietrzem, wadą natomiast — utrata niezależności od zewnętrznych źródeł energii, która to cecha, jak to powiedziano wyżej, stanowi jednak główną zaletę narzędzi spalinowych.

W innym typie młotka powrotny ruch tłoka uzyskuje się przez spalanie mieszanki, jest to więc właściwie pewnego rodzaju silnik spalinowy obustronnego działania.

W dalszej grupie narzędzi powrót tłoka odbywa się kosztem energii koła zamachowego, którego oś obrotu pokrywa się z osią podłużną narzędzia (rys. 3). Koło to (3) zwiększa swą energię kinetyczną podczas skoku roboczego tłoka dzięki ukośnym wycięciom w tulei 6, w których przesuwają się końce czopów 3 sworzniá zwiázanego z tłokiem.

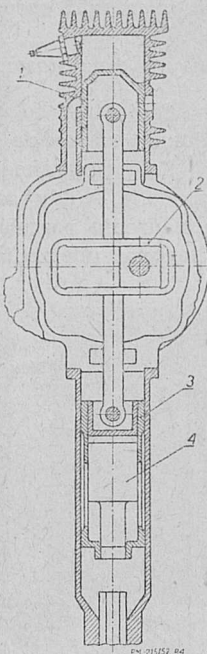


Rys. 3.

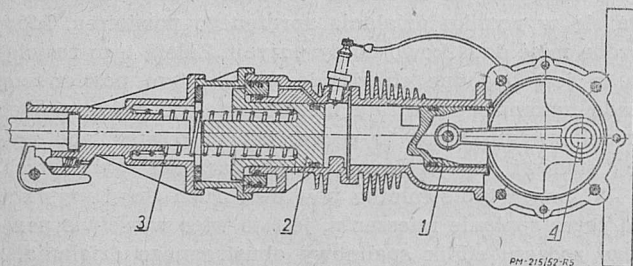
W innym rozwiązaniu, podobnym nieco do poprzedniego, ruch powrotny tłoka wywołany jest działaniem koła zamachowego o osi prostopadłej do osi narzędzia (rys. 4). Napęd koła odbywa się za pośrednictwem jarzma 2, osadzonego na drągu tłokowym, który łączy tłok 1 silnika

spalinowego z tłokiem prowadzącym 3. Dla złagodzenia wstrząsów zastosowano poduszkę powietrzną pomiędzy tłokiem 3 a właściwym bijakiem 4. Z dalszych osobliwości tej konstrukcji należy wymienić: rozrusznik sznurkowy na wale koła zamachowego oraz chłodzenie wentylatorowe.

Ostatnią grupę narzędzi tego typu stanowią młotki z dwoma przeciwbieżnymi tłokami w jednym cylindrze (rys. 5). Jeden z tłoków (1) połączony jest z korbą 4, drugi zaś jest właściwym tłokiem młotka, cofającym się pod działaniem sprężyny 3. Układ korbowy nie oddaje żadnej energii na zewnątrz, lecz tylko podejmuje naciski podczas sprężania, płukania, zapłonu i wynikające z pokonywania oporów własnych mechanizmu. Z tego względu w chwili zapłonu, gdy tłok 2 bijaka rozpoczyna swój skok roboczy (w dół), tłok górny 1 przesuwają się jeszcze ruchem odkorbowym, kończąc suw sprężania. To przestawienie faz pracy jest dobrze widoczne na wykresie (rys. 6), gdzie jako rzędne przedstawiono przesunięcia tłoków (a — górnego, b — dolnego) w funkcji kąta φ obrotu korby (5 — kąt wyprzedzenia tłoka bijakowego w stosunku do korby). Przesunięcia tłoka bijakowego są analogiczne do tych,

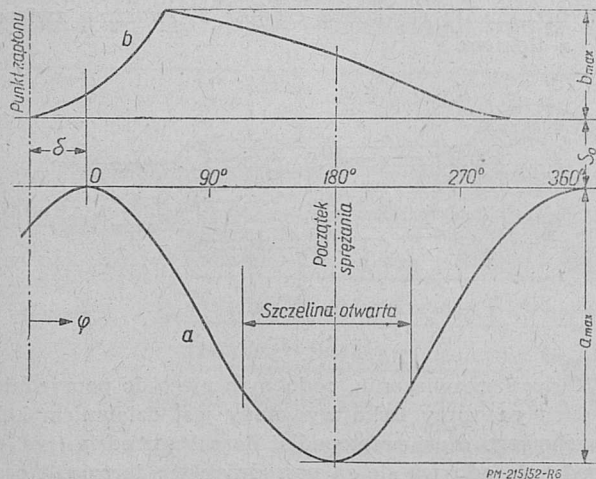


Rys. 4.



Rys. 5.

jakie występują w młotku rys. 1, zaś tłoka spalinowego przebiegają zgodnie z prawami ruchu układu korbowego,

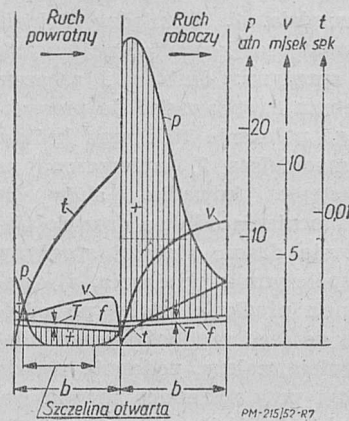


Rys. 6.

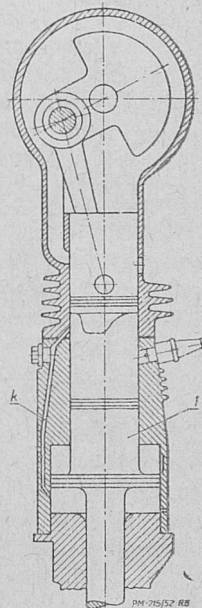
dla których można zastosować znany wzór przybliżony:

$$x = r \left(1 - \cos \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right).$$

Zakładając spalanie przy stałej objętości oraz uwzględniając wspomnianą współzależność ruchów, można znaleźć przebieg ciśnień w funkcji przesunięć każdego z tłoków. Przebieg ten, przedstawiony na wykresie (rys. 7), jest dość daleki od politropowego, jaki powinniśmy w zasadzie otrzymać wobec poczynionych założeń. Przyczyną tego jest właśnie owa współzależność ruchów tłoków i wywołane przez nią przestawienie faz pracy. Na rys. 7 pokazano ponadto przebieg szybkości i czasu w funkcji przesunięć obu tłoków.



Rys. 7.



Rys. 8.

Dane charakterystyczne opisanego młotka są następujące:

pojemność skokowa	160 cm ³
max. skok tłoka-bijaka	28 mm
promień korby	35 mm
ciężar tłoka	2,5 kG
ilość uderzeń /min	3500
zużycie paliwa	1,3 kG/h
średnie ciśnienie sprężyny	3 kG/cm ²
średnie ciśnienie oporów tarcia	0,8 kG/cm ²
	przekroju tłoka-bijaka
	przekroju tłoka-bijaka

Zasadę działania tłoków przeciwbieżnych wprowadzono również do konstrukcji podanej na rys. 8. W tym układzie powrotny ruch tłoka bijakowego 1 odbywa się pod działaniem ciśnienia spalin, doprowadzanych kanałem k do przestrzeni pod dolną częścią tłoka 9, który jest ukształtowany jako różnicowy. Urządzenie to posiada tę zaletę, że w czasie krótkich przerw pracy nie potrzeba zatrzymywać (tj. gasić) silnika, ponieważ z chwilą uniesienia całego narzędzia bijak wraz ze swym tłokiem przesuwają się do najniższego położenia, a w tym położeniu spaliny, dochodzące przez kanał k, działają na tłok od góry, co powoduje jego zatrzymanie w tej pozycji.

Należy dodać, iż dzięki specjalnej konstrukcji gaźnika opisany młotek może pracować nie tylko pionowo, lecz również w położeniu pochylonym, aż do 15° w stosunku do poziomu.

Wg „Brennkrafthammer“, Maschinenbau u. Wärme — wirtschaft, 1952, nr 6, str. 105.

J. St. K.

Przegląd prasy technicznej

OBLICZANIE SPRAWNOŚCI MECHANIZMÓW RÓŻNICOWYCH METODĄ PRZESUNIĘCIA SIŁ

Metoda przesunięcia sił była opracowana przez prof. L. Reszetowa wyłącznie dla obliczania mechanizmów obiegowych. Zaletą jej polega na tym, że straty tarcia określone są dokładnie z uwzględnieniem następujących czynników:

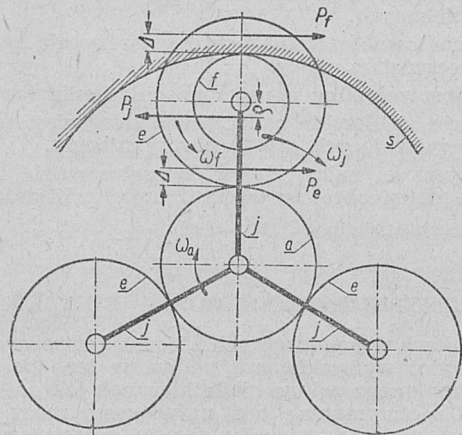
a) promieni, a zatem ilości zębów kół zazębiających się,

b) przekładni zewnętrznej lub wewnętrznej,

c) wzajemnego układu sił działających na blok satelitów (bez uwzględnienia sił rozpięających),

d) odśrodkowej siły bezwładności bloku satelitów.

Obliczanie mechanizmów obiegowych i różnicowych nową metodą przesunięcia sił można ująć w następujące punkty (rys. 1):



Rys. 1.

1) w zależności od wielkości i klasyfikuje się koła zębate zgodnie z tablicą I.

TABLICA I

Dane charakterystyczne mechanizmu	Wartość η_{a-s} przy $K = \pm 1$	Wartość η_{s-a} przy $K = -1$
$i < 0$; a jest mniejszym kołem słonecznym	$\frac{r_e - \Delta - \rho}{r_f + \Delta + \rho} \cdot \frac{r_s + \Delta}{r_a + \Delta} \cdot \frac{r_a r_f}{r_e r_s}$	$\frac{r_f - \Delta - \rho}{r_e + \Delta + \rho} \cdot \frac{r_a - \Delta}{r_s - \Delta} \cdot \frac{r_e r_s}{r_a r_f}$
$i > +1$; a jest większym kołem słonecznym (zazębienie zewnętrzne)	$\frac{r_e - \Delta - \rho}{r_f + \Delta - \rho} \cdot \frac{r_s - \Delta}{r_a + \Delta} \cdot \frac{r_a r_f}{r_e r_s}$	$\frac{r_f - \Delta + \rho}{r_e + \Delta + \rho} \cdot \frac{r_a - \Delta}{r_s + \Delta} \cdot \frac{r_e r_s}{r_a r_f}$
$i > +1$; a jest mniejszym kołem słonecznym (zazębienie wewnętrzne)	$\frac{r_e - \Delta - \rho}{r_f + \Delta - \rho} \cdot \frac{r_s + \Delta}{r_a - \Delta} \cdot \frac{r_a r_f}{r_e r_s}$	$\frac{r_f - \Delta + \rho}{r_e + \Delta + \rho} \cdot \frac{r_a + \Delta}{r_s - \Delta} \cdot \frac{r_e r_s}{r_a r_f}$

2) Z danej ilości obrotów dwu wałów mechanizmu oblicza się ilość obrotów trzeciego wału wg wzoru

$$\frac{n_s - n_j}{n_a - n_j} = i.$$

3) Ustala się znak współczynnika stopnia $K = \pm 1$ zależnie od warunku $M_a(n_a - n_j) \geq 0$ lub $M_s(n_s - n_j) \geq 0$.

4) Zależnie od znaku współczynnika stopnia K znajduje się w tablicy I wartość η_{a-s} lub η_{s-a} (czyli η_n).

5) Znalezioną wartość η_p podstawia się do wzorów $\frac{M_j}{M_a} = -\frac{i - \eta_p^K}{i}$; $\frac{M_s}{M_a} = \frac{\eta_p^K}{i}$, które pozwalają obliczyć, przy danym momencie na jednym wale mechanizmu, momenty na dwu wałach pozostałych.

6) Sprawność mechanizmu planetarnego lub różnicowego oblicza się wg wzoru $\eta = \frac{\sum N_1}{\sum N_2} = \frac{\sum (M \cdot n)_1}{\sum (M \cdot n)_2}$.

Oznaczenia: N_1 — moc na wale napędzanym; N_2 — moc na wale napędowym; M_1 — moment obrotowy (w kGmm) na wale napędzanym; M_2 — moment obrotowy (w kGmm) na wale napędowym; a, s, r — koła słoneczne; j — jazmo; e, f — satelity; r — promień koła zębatego; i — przełożenie mechanizmu; η — sprawność mechanizmu; η_p — sprawność mechanizmu „przemienionego” tzn. z unieruchomionym jazmem; η_{a-s} i η_{s-a} — jak η_p przy mocy przekazywanej od koła s do a wzgl. od a do s ; ρ — promień koła tarcia dla łożysk jarzma satelitów w mm; $\Delta = \frac{\pi}{2} m\mu$ — liniowa wartość

przesunięcia punktów zaczepienia sił w mm (m — moduł, μ — współczynnik tarcia); K — współczynnik stopnia = ± 1 . Stosuje się

$$+1 \text{ dla } M_a(n_a - n_j) < 0 \text{ i } M_s(n_s - n_j) > 0;$$

$$-1 \text{ dla } M_a(n_a - n_j) > 0 \text{ i } M_s(n_s - n_j) < 0.$$

(Wiestnik Maszynostrojenia nr 9/52, str. 12)

L. S.

BADANIA NAD ZWIĘKSZENIEM WYTRZYMAŁOŚCI WAŁU KORBOWEGO SILNIKA TRAKCYJNEGO PRZEZ WAŁECZKOWANIE ZAOKRĄGŁEN PRZEJŚCIOWYCH

Utrudnione warunki pracy mechanizmu korbowego nowoczesnego silnika, wymagają zwiększonej wytrzymałości zmęczeniowej wału korbowego, będącego jedną z najbardziej obciążonych części silnika i mającego koncentratory naprężeń w zaokrągleniach przejściowych czopa. Szereg prac badawczych wykazało, że utwardzenie powierzchni zaokrągleń przejściowych powoduje znaczny wzrost wytrzymałości zmęczeniowej części.

Poniżej podano w skrócie badania nad wpływem wałeczowania przejść wału korbowego silnika traktora DT-54 na wytrzymałość zmęczeniową.

Przyrząd do wałeczowania

Przyrząd do wałeczowania (rys. 1 i 2) odpowiada następującym wymaganiom:

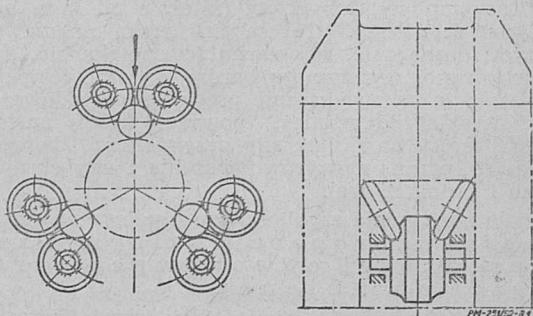
- 1) wałeczkuje się równocześnie dwa przejścia czopa.
- 2) Wał korbowy nie podlega przy wałeczowaniu ani promieniowemu ani osiowemu jednostronnemu obciążeniu.

3) Wpływ tolerancji promienia przejścia, tolerancji odległości między ramionami korbowa i tolerancji średnicy czopa na przebieg wałeczowania jest minimalny.

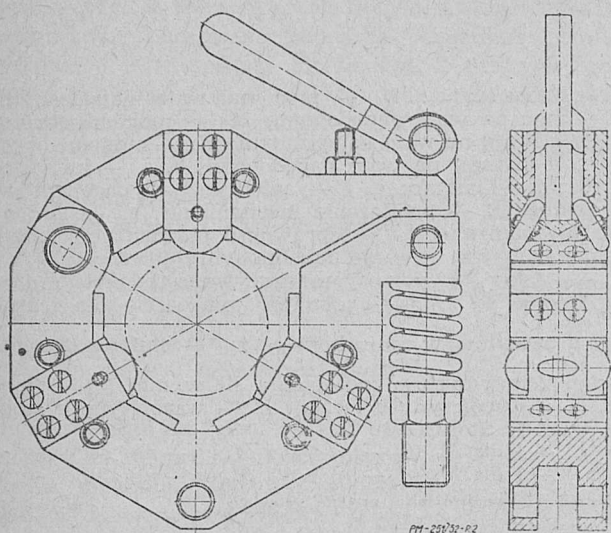
4) Kierunek nacisku wałeczka na przejście odpowiada kierunkowi rozkładu naprężeń wzdłuż tworzącej przejścia.

5) Przyrząd jest z łatwością uruchamiany.

Przyrząd skonstruowany jest w ten sposób, że wałeczki kształtowe nie są związane z obudową. Nacisk na wałeczki przekazywany jest z obudowy za pośrednictwem



Rys. 1.



Rys. 2.

specjalnych rolek; w ten sposób każdy wałeczek ma 3 punkty podparcia i jest samonastawny. W warunkach laboratoryjnych nacisk na wałeczki wywierany jest za pomocą sprężyny; dla warunków produkcyjnych przewidziane jest urządzenie hydrauliczne lub pneumatyczne.

Walcowanie przejść wału i wynik badań na zmęczenie

Przy hartowaniu powierzchniowym czopów wału korbowego przejścia pozostają niezahartowane. W serii doświadczalnej utwardzono przejścia wałeczkowaniem według następującego systemu:

obciążenie w kG.	Ilość obrotów wału	Czas 1 obrotu w sek.
100	5	$4 \div 5$
200	5	$5 \div 4$
300	5	$5 \div 4$

Do badań na maszynie rezonansowej przy bazie 10-10⁶ cykli użyto wałów korbowych z przejściami wałeczkowanymi i niewałeczkowanymi. Z zestawienia wyników badań obu rodzajów wałów wynika, że wałeczkowanie przejść zwiększa wytrzymałość zmęzeniową wału o około 50%. Przy badaniu serii wałów korbowych silnika D-54 stwierdzono, że wałeczkowanie powoduje zwiększenie bicia wału z 0,02 do 0,09 a nawet 0,28 mm. Wały takie zostały z łatwością wyprostowane, jednak deformacje te wskazują na konieczność dalszej pracy nad doskonaleniem metody wałeczkowania.

(Awtomobilnaja i traktornaja promyszennost' nr 9/52, str. 24)

L. S.

SZYBKOSCIOWE SZLIFOWANIE METALI

Teoretyczne zagadnienia szybkościowego szlifowania oraz jego praktyczne zastosowanie zostało opracowane przez radzieckich naukowców, którzy sam proces szlifowania określają jako proces masowego (sumarycznego) „mikroskrobania” powierzchni twardej ziarnami ściernymi, zachodzący przy bardzo dużych prędkościach obwodowych (50 ÷ 60 m/sek). Wiór zostaje przy takim szlifowaniu wytopiony, lub ścięty (zależnie od kąta natarcia ziarna ściernego). Tarcza szlifierska nagrzewa się przy tym nieznacznie, zaś ziarna ścierne (karbid, krzem i elektrokorund) wytrzymują bardzo wysokie temperatury. Pozwala to na zwiększenie prędkości obwodowej tarczy szlifierskiej do granicy, powyżej której następuje pęknięcie tarczy na skutek siły bezwładności, spotęgowanej jeszcze przez niewyrównoważenie i siły skrawania (styczne i promieniowe).

Zasada szlifowania szybkościowego polega na równoczesnym proporcjonalnym wzroście prędkości obwodowych tarczy i części obrabianej.

Zwiększenie prędkości obwodowej samej tarczy szlifierskiej prowadzi jedynie do poprawy jakości powierzch-

ni szlifowanej. Prócz wzrostu wydajności, szlifowanie szybkościowe polepsza jakość powierzchni oraz powoduje wzrost wydajności właściwej tarczy (stosunku objętości metalu zeszlifowanego do objętości zużytej w tym czasie tarczy szlifierskiej). Równocześnie wzrasta zużycie mocy.

Dalszy wzrost wydajności szlifowania możliwy jest przy zastosowaniu wytrzymalszych tarcz szlifierskich i przy dalszym wzroście prędkości obwodowej tarcz i części.

Przed przystąpieniem do szlifowania szybkościowego należy:

- 1) usunąć w obrabiarce wszystkie zbędne luzy, a szczególnie w łożyskach wrzeciona tarczy i tulei konika.
- 2) Zwiększyć ilość obrotów wrzeciona aż do otrzymania prędkości obwodowej $50 \div 70$ m/sek.
- 3) Zwiększyć ilość obrotów wrzeciona części szlifowanej dla otrzymania prędkości obwodowej $50 \div 80$ m/min.
- 4) Zastosować tylni kiel obrotowy z wkładkami z węglików spiekanych.
- 5) Zamontować szczelną ochronę tarczy dla zwiększenia bezpieczeństwa pracy.
- 6) Zastosować silne obustronne chłodzenie tarczy.
- 7) Tarcze szlifierskie badać przed założeniem na obrotach przewyższających o 50% obroty robocze.

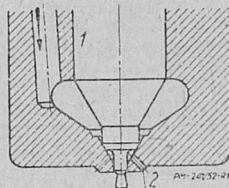
W przyszłości należy dążyć do zastosowania bezstopniowej regulacji obrotów tarczy i części szlifowanej.

(Wiestnik Maszynostrojenia nr 9/52, str. 39).

L. S.

WTRYSKIWACZ RICARDO — PINTAUX

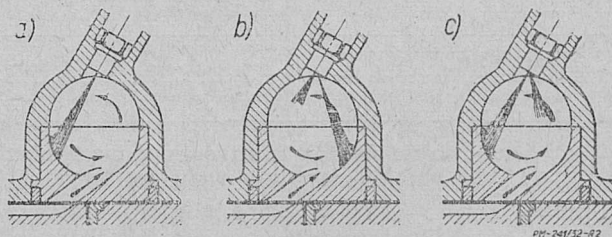
W silnikach wysokoprężnych z komorą wirową umieszcza się wylot wtryskiwacza paliwa w ten sposób, aby struga rozpylonego paliwa miała kierunek jak najkorzystniejszy dla otrzymania jak największej mocy silnika. Tymczasem podczas rozruchu silnika najgorętszy punkt



Rys. 1.

komory wirowej nie leży bynajmniej na drodze strugi paliwa, lecz znajduje się bardziej ku środkowi komory, tj. jak wskazuje rys. 2a — więcej w prawo. Z tego względu dla uzyskania łatwego rozruchu silnika należałoby strugę paliwa skierować właśnie w ten punkt, jakkolwiek taki kierunek nie pozwoliłby na uzyskanie maksymalnej mocy w warunkach normalnego biegu silnika.

W dążeniu do otrzymania korzystnych warunków pracy zarówno w okresie rozruchu, jak i przy mocy maksy-



Rys. 2.

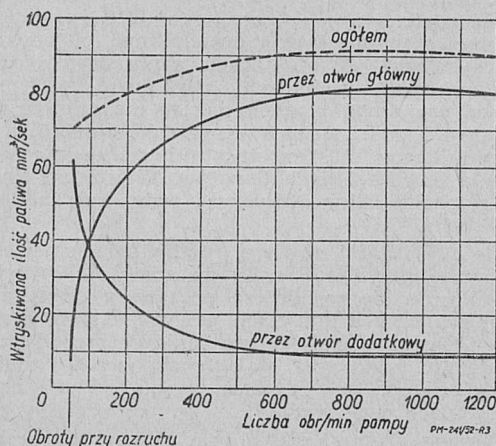
malnej, zmodyfikowano dotychczas stosowany wtryskiwacz przez dodanie dodatkowego otworka (2 na rys. 1).

Przy małej liczbie obrotów silnika iglica 1 wtryskiwacza unosi się ze swego gniazda bardzo nieznacznie co powoduje, iż przed największym przekrojem przepływowym panuje duże ciśnienie statyczne, dzięki czemu struga paliwa zostaje wytrąsnięta przez otworek 2 do komory wirowej, gdzie napotyka na strumień powietrza, płynący w przeciwnym kierunku (rys. 2b). W wyniku spotkania się dwóch prądów, paliwo zostaje dobrze zmieszane z powietrzem i skierowane ku środkowi komory wirowej. Jednocześnie, dzięki małemu przekrojowi szczeli-

ny wylotowej, wtrysnięta struga paliwa posiada nieznaczną masę (rys. 2b).

Przy dużej liczbie obrotów silnika, iglica wtryskiwacza podnosi się wyżej i otwiera stosunkowo duży pierścieniowy przekrój przepływowy dla paliwa a ciśnienie statyczne u wejścia do otworka 2 — spada. Jest to przyczyną, że w tym przypadku wpływ paliwa przez otwór 2 jest bardzo niewielki i otrzymujemy w przybliżeniu obraz taki, jak na rys. 2c.

Przebieg zmian obu strumieni paliwa dla różnych warunków pracy silnika ilustruje wykres (rys. 3), na którym przedstawiono ilości paliwa, wtryskiwane przez oba otwory, w funkcji liczby obrotów pompy wtryskowej. Użycie nowego typu wtryskiwacza daje wyniki dodatnie, bo-



Rys. 3.

wiem można obniżyć najniższą temperaturę, przy jakiej silnik daje się jeszcze uruchomić, o 15°C, nie zmieniając pozostałych warunków pracy. Wykonanie wtryskiwacza jest stosunkowo łatwe.

(Die Technik nr 7/52, str. 394)

J. St. K.

OBROTOWA SUWNICA MOSTOWA

Dla obsługi pomieszczeń o kształcie okrągłym (w planie) Charkowskie Zakłady Budowy Dźwigów i Urządzeń Transportowych zbudowały suwnicę o napędzie i udźwigu elektrycznym, poruszającą się po torze, który stanowi zamknięte koło.

Sterowanie ruchów suwnicy odbywa się zdalnie, z poziomu podłogi pomieszczenia.

Dane techniczne

Udźwig	3 t
Rozpiętość	9,5 m
Wysokość podnoszenia	25 m
Szybkość podnoszenia ciężaru	8 m/min
Szybkość jazdy wózka	20 m/min
Szybkość obrotu suwnicy	0,67 obr/min

(Więstnik Maszynostrojenia nr 8/52, str. 29)

W. L.

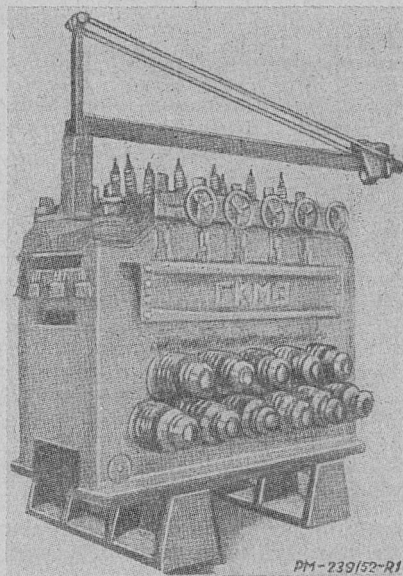
PROSTOWNICA DO ŻELAZA PROFILOWEGO

Na rys. 1 pokazana jest 11-walcowa prostownica do prostowania na zimno okrągłego żelaza średnicy o od 8 do 30 mm oraz żelaza o innych profilach z równorzędnym wskaźnikiem przekroju. Wydajność 1,25 do 2,47 mb/sek.

Na maszynie można prostować materiał walcowany o długości 2 do 6 m o wskaźniku przekroju 3 cm³, wytrzymałości 95 kG/mm², granicy płynności 70 kG/mm². Krzywizna materiału może dochodzić do 50 mm na mb.; po prostowaniu krzywizna wynosi 3 ÷ 6 mm na mb. i mniej.

Maszyna składa się z klatki i napędu, zmontowanych na oddzielnych płytach. Rolki o średnicy 280 mm, otrzymują napęd przez przekładnię z kół zębatych o przełożeniu 6,64. Rolki osadzone są na końcach walców. Każda rolka ma 3 wykoje.

Walców a więc i rolek jest 11: 6 dolnych i 5 górnych. Dolne poduszki górnych walców mają możliwość osiowego



Rys. 1.

przesuwu do ± 42 mm. Położenie górnych rolek może być zmieniane w kierunku pionowym o ± 50 mm., a położenie rolek dolnych w kierunku osiowym może być regulowane od -5 do $+28$ mm.

(Więstnik Maszynostrojenia nr 8/52, str. 27)

W. L.

STOP ŁOŻYSKOWY O OSNOWIE CYNKOWEJ

Celem zastąpienia cynowych stopów łożyskowych oraz brązów, w zakładach Związku Radzieckiego został wypróbowany i zastosowany stop łożyskowy o osnowie cynkowej o następującym składzie chemicznym: $0,8 \div 1,1\%$ Cu; $4 \div 5\%$ Al; reszta Zn. Własności mechaniczne stopu: wytrzymałość na rozciąganie $16 \div 20$ kG/mm², odpowiadające wydłużenie $1,5 \div 2,4\%$; twardość $95 \div 100$ Hb.

Współczynnik tarcia oraz zużycia stopu cynkowego są takie same, jak stopów o osnowie cynowej i brązów. Stop ten może być więc zastosowany nie tylko w łożyskach pracujących ze średnimi, lecz również z większymi szybkościami obwodowymi przy stosunkowo dużych naciskach jednostkowych. Obróbka stopu cynkowego jest znacznie lżejsza i prostsza, niż brązów. Poza tym łożyska ze stopu cynkowego pracują zadowalająco zarówno z wałami ulepszonymi cieplnie, jak i surowymi.

Współczynnik rozszerzalności liniowej stopu cynkowego jest o ok. $15 \div 30\%$ większy niż stopów cynowych i brązów. Dlatego też łożyska ze stopu cynkowego powinny być systematycznie i nieprzerwanie smarowane. Z tych względów również luzy w łożyskach ze stopu cynkowego muszą być o $20 \div 30\%$ większe niż w łożysku z brązu cynowego, przy czym najwyższa, dopuszczalna temperatura pracy łożyska nie może przekraczać 100°C . Otwory oraz rowki smarowe w panwiach ze stopu cynkowego wykonuje się tak samo, jak w przypadku panwi z brązów cynowych.

Z podanego wyżej stopu cynkowego zostały wykonane łożyska do tokarki gwintowej oraz frezarki uniwersalnej. łożyska te pracowały zadowalająco blisko 2 lata bez konieczności naprawy, przy czym nie zaobserwowano bicia wałków ani też korozji.

Wały surowe, pracujące w panwiach ze stopu cynkowego powinny być obrobione przynajmniej wg 7 do 8 klasy gładkości powierzchni. Po szlifowaniu pożądane jest dotarcie szyjki wału docierakiem żeliwnym przy użyciu pasty składającej się z nafty z 10% dodatkem oleju i proszku szmerglowego (przez 200 min.).

Za średnie warunki pracy łożysk ze stopów cynkowych należy uważać: nacisk jednostkowy 30 kG/cm² i szybkość obwodową czoła 5 m/sek. Przy nacisku jednostkowym 70 kG/cm² dopuszczalna jest szybkość obwodowa do $2,5$ m/sek, oraz przy 150 kG/cm² szybkość 1 m/sek.

(Stanki i Instrument nr 6/52)

W. K.

Bibliografia

Mgr inż. Śledziewski Eugeniusz — PROJEKTOWANIE KONSTRUKCJI SPAWANYCH. Format B5, str. 156, rys. 214, PWT, Warszawa 1952.

Praca inż. Śledziewskiego wzbogaciła polską literaturę spawalniczą o cenne wydawnictwo, wypełniając dotkliwą lukę w dotychczasowym stanie naszego piśmiennictwa technicznego.

Spawalnictwo, traktowane dotychczas przez zakłady przemysłowe w wielu wypadkach w sposób nieraz dyletancki, zaczyna obecnie nabierać w związku z Uchwałą Prezydium Rządu z dnia 11 sierpnia 1950 roku w sprawie upowszechnienia i rozwoju spawalnictwa właściwego znaczenia. Duże korzyści wypływające z zastosowania spawania znajdują zrozumienie w coraz szerszych kręgach; szereg konstrukcji wykonywanych niedawno jako nitowane projektuje się obecnie już jako spawane. Nawet taka oporna pod tym względem dziedzina techniki jak odlewnictwo, zaczyna kapitulować na pewnych pozycjach, wtedy gdy korzyści zmiany konstrukcji odlewanej na spawaną są już zbyt oczywiste.

Jedną z poważnych przeszkód na drodze jeszcze gwałtowniejszego rozwoju spawania i szerszego jego zastosowania w licznych gałęziach współczesnej techniki gdzie może wykazać wszystkie swoje zalety, jest brak odpowiednio przygotowanych konstruktorów, a niejednokrotnie również i wykonawców.

Polisce nie brak wysoce uzdolnionych konstruktorów we wszystkich dziedzinach technicznych, zwłaszcza w budownictwie maszynowym i przemysłowym. Większość z nich jest jednak wychowana na połączeniach nitowanych, stąd stałe tendencje do projektowania konstrukcji spawanych w oparciu o zasady projektowania konstrukcji nitowanych z zamiarą tylko połączeń nitowanych na spoiny. W wyniku oczywiście nie można było wyzyskać wszystkich zalet, które spawanie może dać w zastosowaniu do konstrukcji. Idąc tą łatwą drogą nie dało się otrzymać należytych efektów ekonomicznych w postaci odpowiedniego zmniejszenia kosztów materiału i robocizny, nie mówiąc już o tym, że konstrukcjom zaprojektowanym w ten sposób nie można było nadać tego specyficznego charakteru i stylu, które są właściwe konstrukcjom spawanym.

Autor w swej pracy wprowadza konstruktorów w specjalny świat konstrukcji spawanych z wielkim poczuciem konieczności dydaktycznych, zaznajamiając czytelnika ze wszystkimi właściwościami spawalnictwa począwszy od technologii spawania a kończąc na technice prac warsztatowych i odbiorze konstrukcji spawanych.

Czytelnik znajdzie więc w książce rozdziały obejmujące opis zasadniczych podstaw spawania łukowego, acetylenowego i zgrzewania oporowego.

Bardzo pożyteczne są dane dotyczące elektrod krajowych i ich własności mechanicznych, które konstruktor powinien mieć na uwadze opracowując projekt. Niemniej ważne są rysunki ilustrujące warunki spawania, konieczne do uwzględnienia. Nieraz bowiem można było napotkać na projektowanie tego rodzaju, że wykonanie niektórych spoin było fizyczną niemożliwością, ponieważ miejsca, gdzie miało powstać połączenie, były dla spawacza zupełnie niedostępne.

W dalszych częściach pracy autor podaje elementy spoin i złączy spawanych wraz ze znakowaniem spoin na rysunkach.

Dwa duże rozdziały są poświęcone omówieniu wytrzymałości połączeń spawanych i projektowaniu konstrukcji spawanych.

Dane interesujące każdego mechanika przedstawia autor w rozdziale o „spawaniu w budowie maszyn”. Uderzającymi wprost są liczby w rodzaju podziału kosztów własnych przy produkcji obrabiarek, gdzie

koszt materiału stanowi od 40 ÷ 50% kosztu ogólnego. Jak duże oszczędności uzyskuje się przy zamianie odlewu na konstrukcję spawaną łatwo obliczyć, jeśli wziąć pod uwagę rozważania autora, że oszczędność na materiale dochodzi do 50% przy znacznie lepszym współczynniku wykorzystania niż przy odlewach.

W ostatnim rozdziale autor opisuje, na podstawie długoletniej praktyki warsztatowej, wykonywanie konstrukcji spawanych, ich kontrolę i odbiór.

Praca napisana jest językiem jasnym i dostępnym; duża ilość materiału ilustracyjnego (214 rysunków) w znacznym stopniu ułatwia czytelnikowi przyswojenie treści książki. W niektórych rozdziałach można jednak zauważyć nagromadzenie zbyt dużej ilości materiału pod wspólnym tytułem, jak to ma miejsce np. w rozdziale IV, podrozdział 3 „Konstrukcje pełnościennne”, obejmującym 27 stron tekstu bez dalszego wyodrębnienia poszczególnych tematów. W jednym ciągu omawia się belki, słupy, łożyska i ramy bez żadnego podziału treści.

Drobne nieścisłości zawiera omówienie spawania acetylenowego (str. 16): blachy do spawania acetylenowego ukosuje się zasadniczo począwszy od 5 mm, a nie dopiero przy grubościach powyżej 8 mm, a poza tym — spawanie acetylenowe znajduje szerokie zastosowanie nie tylko przy stalach stopowych i metalach nieżelaznych, lecz również przy zwykłych handlowych stalach węglowych.

Przytoczone drobne usterki oraz pewne niedokładności korekty niewątpliwie będą usunięte przez autora przy następnym wydaniu ciekawej i wysoce pożytecznej pracy.

B. S.

Mgr inż. Bronisław Sochor — TERMOMETRY ELEKTRYCZNE — Format A5, str. 175, rys. 141, tabl. 33. PWT, Warszawa 1952.

Nasza skromna literatura z zakresu termometrii wzbogaciła się o cenną książkę mgr inż. Sochora. Książka ta niewątpliwie zostanie przyjęta z uznaniem przez inżynierów i techników, tym bardziej, że w treści jej są uwzględnione aktualne prace normalizacyjne, w których autor bierze żywy udział. Treść książki wprowadza czytelnika w zagadnienia elektrottermometrii przemysłowej w sposób jasny i przystępny, a równocześnie zadowalający wymagania ścisłości naukowej. Należy podkreślić, że autorowi udało się szczęśliwie uniknąć przeładowania treści bogactwem opisowym i zachować równowagę pomiędzy częścią teoretyczną a praktyczną. Starannie dobrane i wykonane rysunki ułatwiają przyswojenie treści, a obszerny materiał tablicowy stanie się cennym źródłem informacji dla wielu techników.

Krótki rozdział 1 wprowadza w podstawy termometrii. Usterką jest niezbyt szczęśliwe przyjęcie skrótu °C dla jednostki miary odstepu temperatury. Zarówno Konferencja Generalna Miar, jak i wszystkie normy, ten skrót przyjmują dla wysokości temperatury, dla odstepu zaś przyjmując stop. C, (grad C) — np. GOST; albo ° — np. DIN; albo C.

Rozdział 2 pt. Międzynarodowa skala temperatur, niestety jest przestarzały. Autor oparł się na tekście przyjętym przez Konferencję Generalną Miar w 1927 r., podczas gdy dziś obowiązuje tekst przyjęty w 1948 r. Nadomiar złego, w tym rozdziale najwięcej i najdokuczliwiej zawiniła korekta — pomylenie formuł $t_p = f(p)$ dla wody i siarki, usterki w terminologii związków chemicznych (dwutlenek węgla (CO₂), a nie tlenek (CO); siarczan sodu, a nie sody; naftalen, a nie naftalina); wreszcie kłopotliwe formuły logarytmiczne zależności $t_p = f(p)$ dla pomocniczych punktów termometrycznych są niewłaściwe. Rozdział ten powinien czytelnik skorygować wg nr 4 „Przeglądu Elektrotechnicznego“ z br.

Żałować należy, że krótkie rozdziały 3 i 4 znalazły się na początku, a nie na końcu książki. Wskaźniki temperatury i termometry oparte na rozszerzalności i rozprężliwości ciał mogą być podane jako uzupełnienie elektrotermometrii, a nie jako wstęp do niej.

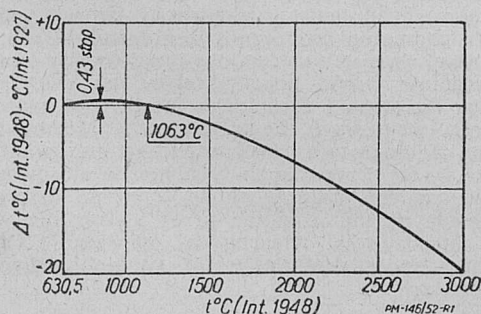
Rozdział 5 jest poświęcony termometrii oporowej, którą traktuje w sposób ścisły i wyczerpujący. Z zauważonych drobnych usterek wymienilibym: zbyt czyny pływak 9 na rysunku 5 — 26, bo przyrząd jest zwykle wykonany z blachy mosiężnej wewnątrz pocynowanej, a więc pływak ten będzie niewidoczny; w opisie wzorcowania termometrów, w punkcie siarki, para siarki powinna kondensować się o 1 cm powyżej krawędzi płaszcza izolacyjnego 6 nie dochodząc do pokrywki próbówki (str. 68); wreszcie moim zdaniem, czujnik (sonda) płaski nie jest najlepszym przyrządem do pomiaru temperatury powierzchni (str. 54). Żałować należy, że autor pominął termometry termistorowe, znajdujące obecnie coraz większe zastosowanie w termometrii.

Najobszerniejszy rozdział 6 jest poświęcony termometrom elektrycznym. Bogatą i aktualną (normalizację) treść należałoby jeszcze rozszerzyć o kilka stron, poświęconych wykorzystaniu termometrów elektrycznych do regulacji temperatury. Z usterek, drobnym niedopatrzeniem jest: że skrót NiCr (patrz str. 91) w tablicy 6 — 1 odniesiono do nichromu charakteryzowanego (oczywiście) inną STE, niż wg tablicy 6 — 5 i 6 — 10; na rys. 6 — 16 lepiej byłoby zmienić kierunki osi 3 i 4 i wreszcie na rys. 6 — 62 nie można znaleźć zacisku 8. Może silniej należałoby również przestrzec techników przed dążeniem do zamawiania mierników magnetoelektrycznych o zbyt dużym oporze wewnętrznym; jest to żądanie często zbyt czyny, a nastrożające konstruktorowi znaczne trudności co znajduje odzwierciedlenie w cenie takiego miernika.

Rozdział 7 wprowadza w zagadnienie pirometrii optycznej. Tu na wstępie należy wspomnieć, że obecnie pirometria optyczna opiera się (Międzynarodowa skala temperatur 1948) na wzorze Plancka i na wartościach:

$$C_2 = 1,438 \text{ cm} \cdot \text{stop. C i } t_{Au} = 1063^\circ\text{C} = 1336,15^\circ\text{K}$$

Różnice w stosunku do tekstu książki, opartego na międzynarodowej skali temperatur 1927, nie są znaczne, jak to pokazuje rys. 1. Zaznaczyć więc należy, że w zastosowaniu technicznym (do 2000°C) można ich nie brać pod uwagę.



Rys. 1.

W treści odczuwa się brak pojęć temperatury czarnej. Żałować również należy, że autor pominął spektropirometry, mierzące temperaturę barwną, które obecnie weszły już do praktyki przemysłowej.

Ostatni rozdział 8 jest poświęcony termometrom piszącym.

Można wyrazić nadzieję, że drobne te usterki znikną w następnym wydaniu, którego książka tak potrzebna, lecz niestety wydana w zbyt małej ilości egzemplarzy, niewątpliwie wkrótce się doczeka.

Należy zwrócić uwagę, że słownictwo w zakresie termometrii autor oparł na projekcie słownika elek-

trotechnicznego. Nie wszystkie terminy są szczęśliwe, a niektóre nawet są rażące dla nieelektryków. Mijmy nadzieję, że coraz liczniejsze prace z zakresu termometrii wreszcie przyczynią się do ukształtowania zadowalającego wszystkich słownictwa.

inż. Z. Gajewski.

Polski Komitet Normalizacyjny — SŁOWNIK SPAWALNICZY POLSKO - ROSYJSKO - ANGIELSKO - FRANCUSKO - NIEMIECKI — Format A5, str. 114, rys. 191. PWT, Warszawa 1952.

Dość niezwykłym rodzajem wydawnictwa technicznego jest słownik spawalniczy, który niedawno ukazał się na rynku księgarskim.

Odrębnym charakter tego słowniczka, zawierającego 514 zasadniczych pojęć ze spawalnictwa, polega na licznych rysunkach ilustrujących poszczególne wyrażenia. Trzeba przyznać, że 191 rysunków lub zdjęć, wykonanych przeważnie dokładnie i starannie, na 111 stron tekstu stanowi dość rzadko spotykaną obfitość materiału ilustracyjnego.

Wielką dogodność dla korzystającego ze słownika przedstawiają skorowidze w czterech językach obcych, umożliwiające przy bardzo skromnych rozmiarach wydawnictwa łatwe odnalezienie dla danego określenia technicznego w dowolnym języku obcym, odpowiednika w języku polskim oraz w trzech pozostałych językach obcych.

Ze względu na to, że niektóre pojęcia ze spawalnictwa nie są jeszcze powszechnie używane, większość z nich — poza samym wyrazem w języku polskim — jest zaopatrzona w krótkie ale dokładne wyjaśnienie procesu, zjawiska, przyrządu itp., w tym celu, aby uniknąć wszelkiego rodzaju niejasności w zrozumieniu danego określenia.

Należy przypuszczać, że po ukazaniu się omawianego słowniczka w polskiej literaturze technicznej uniknie się w przyszłości takich określeń, jak spawanie — zamiast lutowanie, spoiwo — zamiast lut itd.

O tym, ile niejasności i zamieszania panuje na spawalniczym terenie językowym, najlepiej może świadczyć następująca okoliczność. Niedawno jeden ze znanych inżynierów zwrócił się do mnie z zapytaniem, czy jest różnica i jaka, między „spawaczem“ a „spawalnikiem“, a poza tym — między „spawarką“ a „spawalnicą“.

Różnica między pojęciami „spawacz“ a „spawalnik“ jest najzupełniej jasna. Rozstrzygnąć tę sprawę można nawet po niedługim zastanowieniu się, bez pomocy słowniczka. Natomiast ustalić różnicę pomiędzy „spawalnicą“ a „spawarką“ można tylko na podstawie słowniczka, w którym pojęcia te są dokładnie zdefiniowane.

Można bez wszelkiej przesady powiedzieć, iż każdy spawalnik znajdzie w omawianym słowniczku dużo pożytecznego materiału pomocniczego już przy czytaniu wydawnictw spawalniczych, a tym więcej przy opracowywaniu artykułów lub referatów, czy też obszerniejszych prac na tematy spawalnicze.

B. S.

Prof. Zygmunt Gogolewski — NAPĘD ELEKTRYCZNY. Format B5, str. 390, rys. 352. PWT, Warszawa 1952.

Książka prof. Gogolewskiego jest jedną z pierwszych publikacji w języku polskim na temat napędu elektrycznego, która obejmuje całość zagadnień napędowych na poziomie akademickim.

Dziedzina napędu elektrycznego jest tą dziedziną elektrotechniki, która bodajże w największym stopniu interesuje mechanika. Przy projektowaniu napędu maszyn roboczych mechanik z reguły musi zbliżyć się do zagadnień napędu elektrycznego, jako tego rodzaju napędu, który panuje już niepodzielnie w wielu dzie-

dzinach i którego znaczenie wobec problemów automatyzacji urządzeń coraz bardziej wzrasta.

Dowodem coraz większego znaczenia napędu elektrycznego jest między innymi duża liczba wydawnictw radzieckich na ten temat, podających nowoczesne ujęcie powyższych zagadnień. Jak wynika z treści książki oraz z podanego w niej piśmiennictwa, autor wykorzystał w dużej mierze powyższe opracowania.

W treści książki dają się wyodrębnić następujące części:

I. Omówienie ogólnych warunków pracy napędu, ustalenie pojęć zasadniczych, klasyfikacji warunków pracy silników.

II. Omówienie metod obliczania mocy silników, ich doboru i ustalenia właściwych wykonań konstrukcyjnych.

III. Szczegółowe omówienie zasadniczych typów silników elektrycznych zarówno prądu stałego, jak i prądu zmiennego, oraz podanie charakterystyk ich pracy w stanie pracy ustalonej i w stanach przejściowych.

IV. Omówienie zasadniczych danych aparatury sterującej i zabezpieczającej oraz dyskusja różnych sposobów sterowania w układach napędowych.

V. Omówienie typowych układów napędowych wielomaszynowych, przede wszystkim układu *Leonarda* i układów kaskadowych, oraz omówienie nowoczesnego biegu oddzielnych mechanizmów.

VI. Przegląd zastosowań napędu elektrycznego w różnych dziedzinach, omówienie napędu pomp i wentylatorów, napędu dźwigni i przenośników, napędu w hutnictwie, górnictwie, przemyśle metalowym, pierniczym, chemicznym, włókienniczym i drzewnym. Przytoczone są nowoczesne rozwiązania układów napędowych stabilizowanych (rototrol) i ze wzmacnia-

kami maszynowymi (amplidyna) oraz ze sterowaniem elektronowym.

Książka ma ujęcie przede wszystkim teoretyczne, około 65% objętości poświęcono ogólnej teorii napędu. Dlatego przeznaczona jest w pierwszym rzędzie dla studentów i inżynierów stopnia magisterskiego. Zawiera jednak także szereg danych praktycznych i tablic liczbowych, a liczne przykłady przeliczeniowe podane na końcu poszczególnych rozdziałów podnoszą wartość książki jako pomocy dla inżynierów praktyków. Najwięcej miejsca w książce poświęcone jest silnikowi elektrycznemu, który jest podstawowym elementem układu napędowego. W porównaniu z omówieniem właściwości silnika znacznie mniej miejsca poświęcono omówieniu aparatury i układów napędowych, jak również szkicowo potraktowano sprawę schematów napędowych. Schematy te rysowane są w niejednolity sposób, prawdopodobnie dlatego, aby zapoznać czytelnika z różnymi sposobami ich przedstawiania. Wydaje się jednak, że byłaby bardzo pożyteczna publikacja poświęcona specjalnie schematom układów elektrycznych, przedstawionych w sposób jednolity.

Należy oczekiwać, że po pojawieniu się tej pracy, która ma charakter podstawowy, ukazać się wydawnictwa poświęcone zagadnieniom napędu elektrycznego w poszczególnych dziedzinach techniki.

Książka jest bogato ilustrowana rysunkami, fotografiami i wykresami. Opracowanie staranne, całość sprawia wrażenie dodatnie. Będzie ona cenną pomocą nie tylko elektrykowi projektującemu, ale i mechanikowi formułującemu wymagania napędowe. Uważać ją należy za cenny wkład w nasze piśmiennictwo techniczne oraz za pomoc w zagadnieniach mechanizacji procesów przemysłowych.

Inż. Zdzisław Grunwald

KRONIKA

JAKIE WNIOSKI NALEŻY WYCIĄGNĄĆ Z NARADY KONSTRUKTORÓW W ŁODZI

W dniu 15 i 16 grudnia 1952 r. w świetlicy Centralnego Biura Technicznego Przemysłu Maszyn Włókienniczych zebrało się 150 wybitnych konstruktorów, reprezentujących biura techniczne i konstrukcyjne, zakłady i instytuty naukowe, podległe Ministerstwu Przemysłu Maszynowego.

Narada została zorganizowana przez Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich — Oddział w Łodzi, przy współudziale Związku Zawodowego Metalowców i Departamentu Techniki Ministerstwa Przemysłu Maszynowego. Organizacja Narady bez zarzutu. Z ramienia MPM brał udział Dyrektor Departamentu Techniki *mgr inż. Rożnowski*. Naradzie przewodniczył prezes SIMP — *mgr inż. Stanisław Frankiewicz*.

W pierwszym dniu narady wygłoszone były dwa referaty:

„Drogi oszczędności metali nieżelaznych“ przez *mgr inż. Dobrzyńskiego Bogusława* i

„Zagadnienia ochrony pracy w konstrukcji maszyn“ przez *mgr inż. Skłodowskiego Andrzeja*.

Po każdym referacie odbyła się dyskusja.

Inż. Dobrzyński w swym referacie omówił trudności na rynku światowym i krajowym w zaopatrzeniu przemysłu produkującego maszyny w metale nieżelazne jak miedź, aluminium, cynę. Sama sytuacja zmusza do przedsięwzięcia pewnych środków, które idą w dwu kierunkach: wprowadzenia oszczędności przez obniżenie norm zużycia metali nieżelaznych w przemyśle oraz zastąpienia metali nieżelaznych tworzywami zamiennymi, mniej deficytowymi w gospodarce narodowej. W referacie po-

dano szereg przykładów oraz wiele liczb statystycznych z praktyki przemysłu krajowego i z doświadczeń ZSRR, z których wynika, że istnieją wielkie możliwości zaoszczędzenia znacznych ilości metali nieżelaznych.

Po referacie wywiązała się ożywiona dyskusja, w której między innymi zabrał głos *inż. Wacewicz* omawiając szeroko zagadnienie oszczędzania tworzyw. Stwierdził, że zagadnienie oszczędności materiałów nie znalazło w naszej gospodarce krajowej należytego zrozumienia, szczególnie wśród konstruktorów, od których zależy sprawa śmiałego i szerokiego stosowania materiałów zastępczych w nowych konstrukcjach. Mówca zwraca uwagę na wielokrotnie nieuzasadnione stosowanie stali stopowych — w przypadkach tych można stosować z całym powodzeniem stale węglowe. Znaczne oszczędności w tworzywie można osiągnąć przez stosowanie w obliczeniach konstrukcji właściwych naprężeń. Ogromne źródło oszczędności materiałów leży w technicznych normach zużycia.

Na zakończenie *inż. Wacewicz* wezwał do tworzenia na zakładach pracy i w biurach konstrukcyjnych brygad robotniczo-inżynierskich, które by przeanalizowały ważniejsze i większe wyroby pod kątem widzenia możliwości zastąpienia materiałów deficytowych oraz do szybkiego załatwiania wszelkich wniosków racjonalizatorskich z zakresu oszczędności materiałów.

W końcu dyskusji, w której zabierał głos liczni mówcy, *inż. Rożnowski* podkreślił ważniejsze momenty wyniki z tej dyskusji stwierdzając, że zasadniczym warunkiem postępu technicznego w konstrukcji jest zapoznanie się z osiągnięciami Związku Radzieckiego; osiągnięcia ZSRR, poparte wieloletnią praktyką, winny być bodźcem dla konstruktorów do śmiałego i szerokiego stosowania metali zastępczych, racjonalnego stosowania me-

tali żelaznych i nieżelaznych oraz tworzyw specjalnych. Inż. Rożnowski zwraca uwagę na nowe metody technologiczne, jak metalizacji natryskowej, obróbki prądami wysokiej częstotliwości, odlewów pod ciśnieniem. Słuszne były głosy w dyskusji o konieczności ożywienia współpracy między instytutami naukowymi a zakładami pracy oraz wymianie doświadczeń między konstruktorami i biurami konstrukcyjnymi. Inż. Rożnowski na zakończenie stwierdził, że dyskusja świadczy o tym, iż zagadnienie oszczędności materiałów żyje wśród konstruktorów, należy jednak rozwinąć je tak, jak tego wymaga gospodarka krajowa — należy usunąć zasadnicze przeszkody w realizacji oszczędności materiałów, jak np. nieodpowiednia jakość dotychczasowych stali węglowych, brak katalogów precyzyjnych własności wytrzymałościowe tworzyw zastępczych itp.

Wielkie zainteresowanie zgromadzonych wzbudził referat inż. Tadeusza Grzeźnińskiego, który omówił zasadnicze właściwości oraz możliwości stosowania „lignostanu”, otrzymanego z prasowanego zwykłego drewna, „lignofolu” i „staypaku”; otrzymanego z rozdrobnionego drewna na warstwy oraz z powtórnie scalonego za pomocą lepiszczą, „drewna metalizowanego” i „drewna bakelityzowanego”; otrzymanego z drewna przez nasycenie metalami, bakelitem itp.

Po zakończeniu dyskusji z kolei został wygłoszony referat przez inż. Skłodowskiego na temat bezpieczeństwa pracy w nowych konstrukcjach. Prelegent omówił szczegółowo w swym referacie sprawę postawienia zagadnienia ochrony pracy przed konstruktorami maszyn, wskazanie konieczności dogłębnej analizy każdego procesu technologicznego, względnie jego fragmentu, pod kątem widzenia troski o człowieka. W referacie rozwinęto następujące zagadnienia:

- 1) Zadania i rola konstruktora maszyn w ustroju socjalistycznym.
- 2) Metoda analizy konstrukcji maszyn pod kątem widzenia troski o człowieka użytkującego i kierującego maszyną.
- 3) Urazy, tj. mechaniczne uszkodzenia ciała.
- 4) Współpraca konstruktora maszyn z konstruktorem instalacji przemysłowych.
- 5) Zmęczenie pracownika.
- 6) Przykładowe analizy konstrukcji maszyn i wynikające z nich wnioski.
- 7) Konkretne przykłady prowadzenia analizy wszystkich czynności na stanowisku roboczym, a wpływających na warunki pracy.

W dyskusji nad referatem omawiano sposób realizacji wymagań bezpieczeństwa i higieny pracy w nowych i dawnych konstrukcjach. Podkreślono przy tym ważność właściwego rozwiązania kwestii zmęczenia pracownika. Na zakończenie zwrócono uwagę zebranych na to, że każdy konstruktor może znaleźć wiele interesujących go zagadnień w miesięczniku „Bezpieczeństwo i higiena pracy”.

W drugim dniu Narady wygłoszono kolejno pozostałe trzy referaty.

I. Referat inż. Wł. Frankiewicza rozwijał następujące tezy:

- 1) Braki i niedociągnięcia, jakie cechują prace konstruktorów.
- 2) Konstruktor winien pamiętać o nierozdzielalnym związku między konstrukcją, technologią i ekonomiką.
- 3) Zracjonalizowanie konstrukcji z punktu widzenia technologii.
- 4) Zracjonalizowanie konstrukcji z punktu widzenia ekonomii.
- 5) Opracowanie konstrukcji jako jedna z operacji procesu technologiczno-przemysłowego.
- 6) Ocena tego procesu poprzez analizę wszystkich elementów lub przez porównanie ustalonych wskaźników.

7) Projekt instrukcji opiniowania maszyn.

8) Wnioski końcowe.

II. Inż. Krüger omówił zagadnienie dokumentacji technicznej wg następującego układu:

- 1) Istota dokumentacji.
- 2) Podział dokumentacji.
- 3) Czas i miejsce powstawania poszczególnych składników dokumentacji.
- 4) Charakterystyka poszczególnych składników dokumentacji.
- 5) Sprawdzanie i korekta jakości dokumentacji.
- 6) Organy sprawdzające — kontrola rysunków, prototypowanie (wykonanie), montaż (zmontowanie), dział badań (zbadanie), zakład produkujący (seria próbna).
- 7) Skład dokumentacji w zależności od produkcji.

III. Inż. Wrocławski omówił szczegółowo rolę konstruktora w budowie i badaniach prototypu oraz serii próbnej maszyny, rozwijając podane poniżej zasadnicze myśli:

- 1) Budowa prototypu maszyny jest jednym z etapów tworzenia dokumentacji technicznej maszyny.
- 2) Budowa prototypu maszyny jest dobrym sprawdzianem dokumentacji technicznej.
- 3) Ścisła współpraca konstruktora i jego dominujące stanowisko w czasie budowy prototypu i w czasie przeprowadzania badań jest nieodzowne dla poprawienia jakości dokumentacji i maszyny w czasie budowy prototypu.
- 4) Współpraca konstruktora przy budowie serii pilotowej jest niezbędna dla zracjonalizowania technologii wykonania maszyny.
- 5) Badanie i obserwacja własnych maszyn w przemyśle jest warunkiem postępu i rozwoju danej dziedziny konstrukcji.
- 6) Wnioski.

Po referatach wywiązała się bardzo ożywiona dyskusja, w której zabierając głos konstruktorzy, świadomi swej roli w budowie nowego ustroju gospodarczego Polski, poruszali najżywościjsze dla nich sprawy, aby przez wymianę doświadczeń i przedstawienie trudności w pracy móc znaleźć radę i pomoc czynników nadrzędnych. Prawie wszyscy dyskutanci podkreślali konieczność zorganizowania akcji wzajemnej wymiany doświadczeń między centralnymi biurami konstrukcyjnymi oraz konieczność zacieśnienia współpracy między biurami konstrukcyjnymi a instytutami naukowo-badawczymi.

Z dyskusji wynikało, że nie ma ustalonej definicji dla prototypu, dla badań na stoiskach, dla prototypowni i działu badań.

Dwudniową dyskusję podsumował Wicedyrektor Dep. Techniki MPM inż. Rożnowski, który na wstępie stwierdził, że Zjazd miał pewne usterki, a najgłośniejszą była ta, iż szedł tylko w kierunku jednej specjalności. Jednakże dyskusja, jaka się na kanwie tych materiałów rozwinęła, dała bardzo bogaty materiał, na podstawie którego Ministerstwo opracuje zarządzenia i okólniki, regulujące sprawę dokumentacji oraz biur prototypowych.

Odnosnie omawianego na Zjeździe zagadnienia oszczędności materiałów w konstrukcjach, dyskusja wykazała, że oszczędność materiałów produkcyjnych w ogóle, a deficytowych w szczególności, jest doceniana przez Centralne Biura Konstrukcyjne i Biura przyfabryczne, które mają w tym zakresie znaczne osiągnięcia. Jednak ujawniła ona na tym odcinku duże rezerwy, które istnieją jeszcze w przemyśle.

Walka na odcinku oszczędzania tych materiałów powinna rozwijać się w następujących podstawowych kierunkach:

- 1) na bazie doświadczeń przemysłu radzieckiego oraz otrzymywanej dokumentacji, śmiało i szeroko stosować materiały zastienne i zastępcze, które stosuje przemysł radziecki.
- 2) Podnieść obliczenia wytrzymałościowe na wyższy poziom, stosując ściśle analityczne obliczenia i przejść na większe dopuszczalne naprężenia.

Narada zwraca się do Władz Zwierzchnich z wnioskiem o powołanie Komisji, która opracowałaby jednolite, obowiązujące przepisy stosowania podwyższonych naprężeń, zleczanych dla poszczególnych gałęzi przemysłu.

3) Uwzględnić w konstrukcjach możliwość stosowania nowoczesnych procesów technologicznych, dających możliwość uzyskania większych wytrzymałości i trwałości tworzywa oraz mniejszych odpadów produkcyjnych.

4) Dla wymiany doświadczeń oraz podania do wiadomości osiągnięć prac zakończonych przez Instytuty i prowadzonych przez Instytuty na odcinku oszczędności materiałów oraz wymiany doświadczeń pomiędzy poszczególnymi zakładami, względnie biurami konstrukcyjnymi, ustalić formę biuletynu okresowego, informującego o przebiegu tej akcji oraz stworzyć w prasie technicznej dział poświęcony tym zagadnieniom.

5) Nawiązać współpracę biur konstrukcyjnych centralnych i zakładowych z Instytutami w rozwiązywaniu trudności konstrukcyjnych, wymagających badań na poziomie Instytutu.

6) Usprawnić i rozszerzyć produkcję hutniczą na odcinku blach transformatorowych, platerowanych, taśm z metali nieżelaznych i stalowych o dokładnych tolerancjach grubości oraz zunifikować i produkować stale węglowe bez zanieczyszczeń o możliwie ujednoliconym, tolerowanym składzie chemicznym, umożliwiającym dokładne przeprowadzenie obróbki cieplnej przy minimalnej ilości braków produkcyjnych.

7) Zorganizować na zakładach brygady inżynierów-robotników, analizujące możliwość stosowania materiałów zm.ennych i zastępczych.

8) Zacieśnić współpracę konstruktorów, technologów opracowujących procesy technologiczne, technologów warsztatowych, racjonalizatorów i przodowników pracy na odcinku walki o oszczędne stosowanie materiałów zamiennych i zastępczych.

9) Występować w razie potrzeby o zmodyfikowanie ustalonych norm PKN, które w pewnych warunkach wymagają uzupełnień na tle akcji stosowania materiałów zamiennych i zastępczych.

10) Spowodować rozszerzenie i uzupełnienie katalogów tworzących istniejących, zawierających charakterystyki wytrzymałościowe i przyspieszyć opracowanie takich katalogów na nowe tworzywa.

Odnosnie ochrony pracy i zastosowania przy konstrukcjach zmian i modyfikacji, mających na celu polepszenie warunków bezpieczeństwa i higieny pracy — Narada Aktywu Konstruktorów, kierując się wytycznymi VII plenum KC PZPR oraz przejmując wskazania, wynikające z wytycznych XIX Zjazdu KPZR do V planu pięcioletniego, w części dotyczącej socjalistycznej techniki i ochrony pracy, uznaje za konieczne uwzględnianie postulatów ochrony pracy przy projektowaniu maszyn i urządzeń.

Konstruktorzy projektując maszyny i urządzenia, umożliwiające bezpieczną, higieniczną i nie wymagającą zbędnego lub nadmiernego wysiłku robotnika, przyczyniają się do podniesienia wydajności pracy, a przez to do szybszego zrealizowania planów gospodarczych.

Na odcinku wykonania dokumentacji technicznej i wykonywania prototypów, konstruktora obciąża się odpowiedzialnością za jakość wykonania dokumentacji technicznej na poszczególnych etapach realizacji budowy nowej maszyny.

Narada stwierdziła, że wykonanie prototypów musi być oparte o ścisłą współpracę zarówno biura konstrukcyjnego jak i pionu technicznego z tym, że odpowiedzialność za techniczne rozwiązanie obciąża całkowicie konstruktora. Narada zwraca się do MPM o opracowanie zarządzenia, ustalającego formy i zakres pracy konstruk-

tora na poszczególnych etapach budowy maszyny i ograniczających w tym zakresie obowiązki konstruktora i technologa.

Wzywa się konstruktorów do podwyższenia kwalifikacji własnych i okazania jak najdalszej idącej pomocy w szkoleniu i podwyższaniu kwalifikacji współpracowników w celu podniesienia jakości opracowywanej dokumentacji.

St. F.

W SPRAWIE ZABEZPIECZENIA WĘGLIKÓW SPIEKANYCH Z ŻUŻYTYCH NARZĘDZI WYSOKOSPRAWNYCH

Rozwój szybkościowych metod produkcji powoduje wzrost zapotrzebowania na narzędzia wysokosprawne, a co za tym idzie, konieczność zabezpieczenia odpowiedniej ilości surowców do produkcji węglików spiekanych, których znaczne ilości nagromadzone są w zakładach użytkujących narzędzia wysokosprawne.

W związku z tym Przewodniczący PKPG wydał zarządzenie nr 368 z dnia 26 listopada 1952 r., w którym zarządza się:

1. Zakłady gospodarki uspołecznionej, używające narzędzi wysokosprawnych zobowiązane są do oddzielania z zużytych narzędzi resztki węglików spiekanych....., i zabezpieczyć je przed zniszczeniem.

2. Z chwilą nagromadzenia węglików w ilości 1 kg należy je zgłosić do Centralnego Zarządu Przemysłu Stali Specjalnej (Katowice, ul. Lampy 14) w celu uzyskania dyspozycji wysyłkowej.

3. Cenę za zużyte węgliki ustali PKPG.

Do zarządzenia załączona jest instrukcja omawiająca sposoby odłączania węglików spiekanych z zużytych narzędzi.

O d ł ą c z a n i e w ę g ł i k ó w s p i e k a n y c h od o p r a w e k n a r z ę d z i (z wyjątkiem oczek do ciągań) należy przeprowadzać:

a) przez ogrzanie narzędzia w piecu o temperaturze 1100 ÷ 1200°C (lutowniczym, gazowym lub elektrycznym) w atmosferze redukującej lub ogólnej. Po osiągnięciu temperatury pieca narzędzie należy wyjąć, obrócić płytką na dół i lekko uderzyć trzonkiem o twardy przedmiot, aby płytka odskoczyła.

b) Przez podgrzanie miejsca złączenia płytki z trzonkiem za pomocą palnika acetylenowego; po stopieniu miedzi płytka odpadnie.

c) Na drodze chemicznej lub elektrolizy. W pierwszym przypadku zanurza się końce narzędzi w naczyniu wypełnionym kwasem azotowym o ciężarze właściwym 1,4 G/cm³; po kilku lub kilkunastu godzinach płytkę oddziela się przez uderzenie (jak w p. a). w drugim przypadku, jako elektrolitu używa się również kwasu azotowego. Gęstość prądu 2,5 A/dcm² (prąd stały); czas trwania procesu 40 ÷ 60 min.

O d ł ą c z e n i a w ę g ł i k ó w s p i e k a n y c h z o c z e k c i ą g a d e ł można dokonać:

a) przez stoczenie oprawy metalowej na tokarce,
b) przez podgrzewanie w piecu (bądź palnikiem acetylenowym lub po prostu w ognisku kowalskim) do jasnoczerwonego żaru i następne wybiecie oczka z węglików (ustawiać stożkiem smarującym na dół). Ewentualne rozłupanie oczek większych ciągań jest nawet pożądane.

O d ł ą c z o n e w ę g ł i k i s p i e k a n e n a l e ż y p o s e g r e g o w a ć w g n a s t ę p u j ą c y c h g r u p:

- I — narzędzia do obróbki skrawaniem.....,
- II — narzędzia do wiercenia i prac wrębowych w górnictwie.....,
- III — narzędzia do przeróbki plastycznej metali.....,
- IV — przedmioty do wszelkich innych celów....

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5

Komitet Redakcyjny: mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, mgr inż. STANISŁAW KUJESZA, dr inż. JAN OBALSKI, inż.-mech. FELIKS MATCZYŃSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIĄTKIEWICZ, prof. inż. ZDZISŁAW RYTEL, prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI, mgr inż. LECH STRZELECKI, mgr inż. JÓZEF ZAGÓRSKI, mgr inż. EDWARD ZMIHORSKI

Redaktor Naczelny: mgr inż. MARIAN WAKAŁSKI

Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI

Sekretarz redakcji: JULIA KULINICZ

Redaktor techniczny: CZESŁAW PIEKARSKI

Nakład 5,400. Papier druk. sat. V kl. 60 g. 86 × 122. Zam. 12/53. 4-B-12128

Druk. im. Rewolucji Październikowej, Warszawa, Mińska 65.

Celem „Biuletynu I.O.O.S.“ jest informowanie o wykonanych pracach, podawanie ważniejszych wiadomości organizacyjnych oraz sygnalizowanie ciekawszych doświadczeń i odkryć Instytutu.

Informacje o wykonanych pracach winny umożliwić zainteresowanym zorientowanie się co do ich treści i możliwości ich wykorzystania. Wyczerpujące sprawozdania z prac omawianych w „Biuletynie“ mogą być zamawiane bezpośrednio w Instytucie.

W przypadku wcześniejszych, obszerniejszych publikacji z danej pracy, notatki informacyjne podawać będą źródło publikacji.

Dyrekcja I.O.O.S.

Skrawalność żeliwa modyfikowanego

Szereg zalet żeliwa modyfikowanego z punktu widzenia użytkownika i konstruktora, w szczególności lepsze własności wytrzymałościowe, predestynują tę odmianę żeliwa do masowego stosowania w budowie maszyn. Z tego powodu interesującym dla technologa zagadnieniem jest poznanie własności skrawalnych żeliwa.

Badania przeprowadzone w Instytucie Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem, przy współpracy Instytutu Odlewnictwa wykazały, że skrawalność żeliwa modyfikowanego, ogólnie biorąc, jest tego samego rzędu, co skrawalność żeliwa szarego o strukturze perlitycznej.

Ilościowo — najważniejsze użytkowe wskaźniki skrawalności: opór skrawania, trwałość ostrza i gładkość powierzchni — niewiele się różnią od analogicznych wskaźników żeliwa szarego*).

Opory skrawania żeliwa modyfikowanego są większe o 10 do 30% w użytkowym zakresie posuwów i głębokości skrawania. Przy czym większe różnice obserwujemy przy toczeniu spiekami węglowymi.

Różnice w okresowych szybkościach skrawania wypadają procentowo jeszcze mniejsze. Są one o 5 do 10% mniejsze przy skrawaniu spiekami i 5 do 20% przy skrawaniu stalą szybko tnącą, przy czym większe zmniejszenie trwałości obserwujemy przy większych przekrojach warstwy skrawanej.

Ze względu na gładkość powierzchni żeliwo modyfikowane można uznać za bardzo dobrze skrawalne. Osiągnięcie przy toczeniu 6—7 klasy gładkości powierzchni (wg GOST/2789-51) — a więc chropowatości około 6,3 mikrona — jest zupełnie osiągalne w przeciętnych warunkach produkcyjnych.

mgr inż. Jan Kaczmarek

Kiedy powlekanie elektroiskrowe zwiększa trwałość ostrza

W dążeniu do zwiększenia trwałości ostrzy ze stali szybko tnącej stosuje się w wielu zakładach przemysłowych zabieg powlekania elektroiskrowego. Opinie co do skuteczności tego zabiegu są dotąd bardzo różne. W niektórych przypadkach obserwowano po zabiegu powlekania duży wzrost trwałości, w innych przypadkach — wzrostu trwałości nie zauważono.

W ramach pracy, mającej na celu określenie optymalnych warunków powlekania elektroiskrowego i znalezienia związku między trwałością ostrza a powlekaniami elektroiskrowymi — poczyniono w ostatnim okresie czasu (październik — listopad 1952 — przyp. red.) ciekawe spostrzeżenia rzucające nowe światło na rolę i skuteczność powlekania elektroiskrowego.

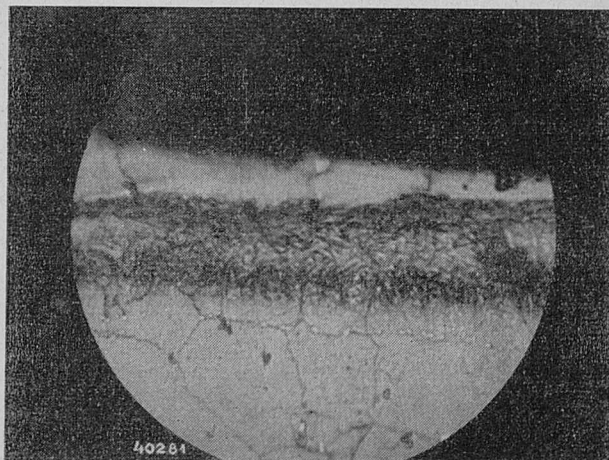
Na podstawie obserwacji zglądów metalograficznych ustalono, że po powlekanii w strukturze warstwy podpowierzchniowej można wyodrębnić dwie warstewki:

- warstewkę utworzoną przede wszystkim z nałożenia węglików,
- leżącą pod nią warstewkę, w której zaszły przemiany strukturalne.

Grubość obu warstewek zależy, jak stwierdzono, od doboru warunków elektrycznych. Rodzaj przemian struk-

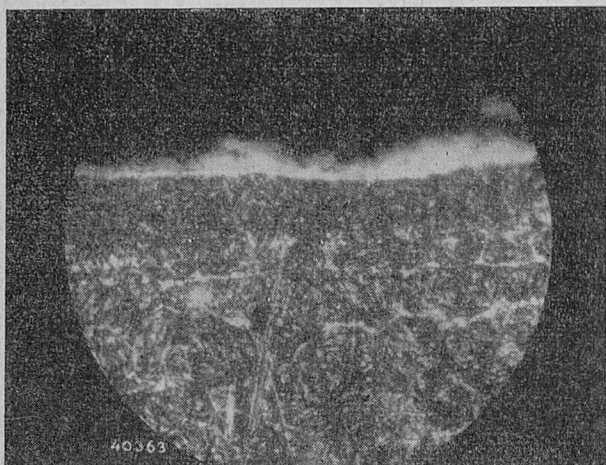
turalnych w drugiej warstewce zależy w dużym stopniu od poprzedzającej obróbki cieplnej narzędzia.

W przypadku złe zahartowanej stali SW9 (w niewłaściwej temperaturze) stwierdzono po powlekanii (fot. Nr 40281) istnienie warstewki wierzchniej utworzonej przede wszystkim z węglików oraz następnej warstewki o strukturze drobnomartenzytycznej.



Fot. 40281 — Ostrze ze stali SW9 zahartowane w niewłaściwej temperaturze. Pow. 805 $\times$.

*) Dokładniejsze sprawozdanie z badań skrawalności żeliwa modyfikowanego ogłoszone zostało w „Przeglądzie Odlewnictwa“ Nr 7/8 — 1952 r.



Fot. 40363 — Ostrze prawidłowo obrobione cieplnie. Pow. 441 X.

W przypadku prawidłowo przeprowadzonej obróbki cieplnej — wpływ powlekania na zmiany w strukturze warstwy podpowierzchniowej jest znacznie mniejszy. Wykazuje to fot. Nr 40363.

Próby skrawania wykazały, że widoczny wzrost trwałości ostrzy następuje tylko w przypadku pierwszym, tj. po powlekaniu ostrzy źle obrobionych cieplnie. Ostrza prawidłowo obrobione cieplnie i następnie powlekane — nie wykazywały widocznego wzrostu trwałości.

Doświadczenia powyższe świadczą o tym, że zasadniczy wpływ powlekania sprowadza się do spowodowania przemian strukturalnych w warstwie podpowierzchniowej. Równocześnie doświadczenia te wykazują właściwy kierunek dalszych badań wpływu powlekania elektrolitowego na trwałość ostrzy.

Mgr inż. Z. Jaszczejewski

Skrawanie szybkościowe na automatach

Zwiększenie wydajności obróbki ograniczone jest najczęściej przez trwałość narzędzi skrawających.

Szczególnie obróbka na automatach wymaga odpowiednio długich okresów trwałości ostrza, bowiem czas tracony na wymianę narzędzia, ponowne nastawienie i możliwości produkowania braków odgrywają tu szczególną rolę.

Jedną z możliwości zwiększenia trwałości ostrza jest polepszenie warunków jego chłodzenia.

Dotychczasowe chłodzenie przy obróbce na jednowrzecionowych automatach odbywa się przy pomocy olejów mineralnych (olej wrzecionowy, olej „CM”) lub roślinnych (olej rzepakowy). Zaletą tego rodzaju chłodziw są dobre własności smarne oraz fakt, że chłodzenie i smarowanie mechanizmów odbywa się olejem o zbliżonych własnościach. Z drugiej strony jednak używanie olejów ogranicza znacznie możliwości stosowania racjonalnych parametrów skrawania, ze względu na małą odporność takiego chłodziwa na działanie podwyższonej temperatury (koksowanie, smażenie itp). Również koszty chłodziwa są stosunkowo duże, a w przypadku oleju roślinnego istnieją trudności zaopatrzeniowe. Przede wszystkim jednak, sprawność chłodzenia olejami jest słabsza niż chłodzenia innymi cieczami. Na skutek tego trwałość narzędzia jest odpowiednio mniejsza.

Instytut Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem przeprowadził próby wprowadzenia na automaty jako zastępczej cieczy chłodzącej emulsji olejowych. Próby zmierzały do ustalenia: składu emulsji, warunków eksploatacyjnych cieczy oraz zwiększenia wydajności obróbki.

Zastosowano 25% wodne roztwory olejów, które odznaczały się dobrymi własnościami smarnymi i chłodzącymi.

Wypробowano trzy składy emulsji:

- olej wrzecionowy raf. Nr 2 + olej CM + olej E + gliceryna + woda*)
- olej wrzecionowy Nr 2 + olej E + gliceryna + woda*)
- ciecz „Viertol“ + woda.

Wszystkie te emulsje pozwalają na podwyższenie trwałości ostrza przy niezmiennych warunkach obróbki, lub też na odpowiednie podwyższenie szybkości posuwów i szybkości skrawania przy zachowaniu dotychczasowego okresu trwałości ostrza.

Wzrost ten jest na tyle znaczny, że stosując chłodzenie emulsją otrzymano przy niezmiennych warunkach trwałości ostrza tę samą wydajność obróbki przy skrawaniu stali, co przed tym przy skrawaniu brązu i stosowaniu oleju wrzecionowego jako chłodziwa.

Ma to duże znaczenie gospodarcze, bo umożliwia często zastąpienie brązu tańszymi stalami, bez zmniejszania wydajności, a zawsze zmniejsza koszty cieczy chłodzących.

Dwie pierwsze emulsje nadają się dobrze przy skrawaniu stali, natomiast działają plamiąco na powierzchnie stopów miedzi. Emulsja z cieczy „Viertol“ może być stosowana praktycznie zarówno przy obróbce stali, jak brązu i mosiądzu. W skład wszystkich trzech emulsji wchodzi olej produkcji krajowej.

Receptura przyrządzania jest prosta i może być z powodzeniem stosowana w warunkach warsztatowych.

Wprowadzenie wodnych emulsji na automaty stwarza pewne trudności wynikające ze specjalnej budowy tego rodzaju obrabiarek. Należy pamiętać bowiem, że w bezpośredniej okolicy przestrzeni skrawania znajduje się (zwłaszcza w automatach starszego typu) cały szereg mechanizmów trących jak krzywki, suporty narzędziowe, łożyska itp. Ochłapywanie tych części cieczą chłodzącą może być przyczyną wypłukiwania oleju smarującego, co z kolei może spowodować zatarcie.

Praktyczne, kilkumiesięczne próby przeprowadzone w jednej z fabryk wykazały, że zastosowanie emulsji na automatach bez wprowadzenia zmian konstrukcyjnych możliwe jest wówczas, gdy poszczególne mechanizmy trące znajdują się w dostatecznie dużej odległości od przestrzeni skrawania. Warunek ten spełniony jest w większości nowoczesnych automatów. Automaty starszego typu wymagają natomiast niewielkiej przebudowy. Należy mianowicie zaopatrzyć je w osłony zabezpieczające mechanizmy przed ochłapywaniem cieczą chłodzącą.

mgr inż. R. Śniechowski

* Wg projektu dr Hermanowicza z Instytutu Metaloznawstwa i Aparatury Naukowo-Laboratoryjnej w Warszawie.



DO ROBOTNIKÓW, CHŁOPÓW I INTELIGENCJI PRACUJĄCEJ!
DO KOBIET POLSKICH I MŁODZIEŻY!
DO ŻOŁNIERZY POLSKICH!
DO NARODU POLSKIEGO!

Towarzysze i Obywatele!

Cała postępową ludzkość z najwyższym bólem przyjęła tragiczną wieść o zgodnie największego Człowieka naszych czasów Józefa Stalina.

Wraz z narodami Związku Radzieckiego szczególnie głęboko i boleśnie przeżywa ten wielki cios naród polski, który Towarzyszowi Józefowi Stalinowi zawdzięcza swe wyzwolenie z ponurej hitlerowskiej niewoli, swe odrodzenie, odzyskanie przastarych ziem polskich, utrwalenie swej niepodległości.

Masy pracujące Polski wiedzą, że ich historyczne przeobrażenia społeczne, wyzwolenie z jarzma obszarników i kapitalistów, zdobycie władzy przez lud pracujący i umocnienie państwa ludowego, olbrzymie osiągnięcia w budowie nowego życia — wiążą się nierozzerwalnie z braterską pomocą narodów radzieckich, z serdeczną troską i ojcowską opieką Wodza i genialnego Nauczyciela mas pracujących całego świata. Wielkiego Przyjaciela naszego narodu — Józefa Stalina.

W tej ciężkiej chwili z największą mocą odczuwamy serdeczną i nierozzerwalną więź narodu polskiego z Wielkim Krajem Radzieckim.

W tej ciężkiej chwili głębiej niż kiedykolwiek odczuwamy niezwykłą siłę i zwartość całego światowego obozu pokoju, którego natchnieniem był, jest i będzie Józef Stalin.

Mocniejsza niż kiedykolwiek jest nasza spójna ideowa i braterstwo w walce o pokój, wolność na-

rodów i socjalizm, której wzór daje nam wielka bohaterska partia Lenina i Stalina.

Komitet Centralny Polskiej Zjednoczonej Partii Robotniczej, Rada Ministrów i Rada Państwa Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej wzywają masy pracujące i cały naród polski do złożenia hołdu nieśmiertelnemu Wodzowi ludu pracującego całego świata.

Wcielając w życie Jego nauki, wzmacniamy nieustannie zwartość, siłę i jedność naszego narodu w walce o pokój i socjalizm!

Codzienną twórczą i ofiarną pracą rozwijamy naszą planową gospodarkę narodową — podstawę wzrostu dobrobytu i kultury całego ludu pracującego.

Otoczamy troską i miłością Wojsko Polskie — wierną straż naszych granic i wolności naszej Ojczyzny.

Wzmacniamy nieustannie czujność wobec wszelkich nikczemnych zakusów imperialistycznych podżegaczy wojennych — wrogów Polski!

Pomnażamy siły naszego państwa ludowego — ostoję naszej niepodległości, a zarazem ważnego i niezłomnego ognia światowego obozu pokoju, którego sztandarem jest Stalin!

Z imieniem Stalina, uzbrojeni w Jego naukę, łamiąc opór wrogów i zacieśniając więź braterstwa z narodami ZSRR kroczy zwycięsko naprzód pod przewodnictwem klasy robotniczej i jej partii do ugruntowania naszej niepodległości, pokoju i socjalizmu!

KOMITET CENTRALNY
POLSKIEJ ZJEDNOCZONEJ PARTII ROBOTNICZEJ

RADA MINISTRÓW
POLSKIEJ RZECZYPOSPOLITEJ LUDOWEJ
RADA PAŃSTWA
POLSKIEJ RZECZYPOSPOLITEJ LUDOWEJ

Warszawa, 6 marca 1953 r.

INFORMACJA

w sprawie rozpowszechniania w roku 1953 „Prac” Instytutów Naukowo-Badawczych wydawanych przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne

Podobnie jak w roku 1952, „Prace Instytutów Naukowo-Badawczych” będą rozprowadzane w roku 1953 systemem abonamentowym.

Zakłady pracy, instytucje i osoby prywatne, które pragną zapewnić sobie otrzymywanie kolejnych zeszytów „Praca INB” w roku 1953, muszą przesłać zamówienie na ich dostawę pod adresem: **Księgarnia „Domu Książki”, Warszawa, ul. Bracka 20.**

Zamówienia należy składać na formularzach, które na żądanie są dostarczane przez tę księgarnię oraz przez wszystkie instytuty publikujące swoje „prace”.

W przypadku braku formularzy należy złożyć zamówienie pisemne podając:

- a) dokładny adres zamawiającego,
- b) pełną nazwę instytutów, których „Prace” mają być dostarczane,
- c) serię „Prac” (w przypadkach gdy są wydawane w seriach),
- d) ilość egzemplarzy zamawianych „Prac” — oddzielnie dla każdego instytutu.

Przesłane zamówienie zobowiązuje do odbioru i opłacenia wszystkich zeszytów (albo tylko zeszytów zamówionej serii), wychodzących w ramach planu wydawniczego danego instytutu na rok 1953.

Na podstawie zamówień księgarnia „Domu Książki” będzie wysyłać zamawiającemu kolejne zeszyty „Prac INB” z roku 1953.

Przesyłka nastąpi w miarę ukazywania się poszczególnych zeszytów **za zaliczeniem pocztowym z doliczeniem kosztów przesyłki.**

Księgarnia będzie dostarczać — również na zamówienia — poszczególne zeszyty „Prac INB” z roku 1951 i 1952 w przypadku posiadania ich na składzie.

W roku 1953 będą w obrocie księgarskim „Prace” następujących instytutów:

- 1) Głównego Instytutu Górnictwa w seriach:
 - A. **Górnictwo** (obejmując: górnictwo właściwe, mechaniczną przeróbkę węgla, petrografię, geologię węgla itp.).
 - B. **Koksownictwo i badanie węgla** (obejmując: koksownictwo, wytlewanie, chemiczną przeróbkę węgla i węglopochodnych, badanie analityczne itp.).
- 2) Instytutu Ekonomiki Organizacji Przemysłu (dawniej Głównego Instytutu Pracy) w seriach:
 0. **Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy — ogólnoprzemysłowe,**
 01. **Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy — w przemyśle ciężkim,**
 02. **Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy — w przemyśle lekkim,**
 03. **Zagadnienia ekonomiki i organizacji pracy w rolnictwie oraz w przedsiębiorstwach przemysłu rolnego i spożywczego.**

Uwaga: Pożądane jest, aby abonenci poszczególnych serii „01”, „02” lub „03” zamawiali również serię „0”.

- 3) Instytutu Naftowego w seriach:
 - A. **Kopalnictwo, B. Rafinerie.**
- 4) Instytutu Techniki Budowlanej w seriach:
 - I. **Materiały Budowlane, II. Konstrukcje Budowlane, III. Drogi i Mosty.**
- 5) Instytutu Urbanistyki i Architektury w seriach:
 1. **Architektoniczna, 2. Urbanistyczna, 3. Tereny zieleni i układy wieloprzestrzenne.**
- 6) Centralnego Instytutu Ochrony Pracy,
- 7) Instytutu Budownictwa Mieszkaniowego,
- 8) Instytutu Celulozowo-Papierniczego,
- 9) Instytutów poległych Ministerstwu Przemysłu Chemicznego,
- 10) Instytutu Elektrotechniki,
- 11) Instytutów Mechaniki (łącznie wydawnictwo Instytutów: Metaloznawstwa i Aparatury Naukowej, Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem, Obróbki Plastycznej),
- 12) Instytutu Mechanizacji Górnictwa,
- 13) Instytutu Metalurgii,
- 14) Instytutu Odlewnictwa,
- 15) Instytutu Organizacji i Mechanizacji Budownictwa,
- 16) Instytutu Przemysłu Rolnego i Spożywczego,
- 17) Instytutu Włókiennictwa,
- 18) Przemysłowego Instytutu Telekomunikacji.

Ponadto można składać zamówienia na „Prace” niżej podanych instytutów; wydawanie drukiem „Prac” tych Instytutów jest uzależnione od dostatecznej ilości zamówień:

1. Instytutu Jedwabiu Naturalnego,
2. Instytutu Przemysłu Włókien Łykowych,
3. Instytutu Techniki Ciepłej,
4. Instytutu Technologii Krzemianów,
5. Instytutu Wzorownictwa Przemysłowego,
6. Laboratorium Kolorystycznego.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

polecają książki:

- Amiński S. A.: **Mechanizacja transportu w hutach żelaza**, tłum. z ros. B. Mączewski-Rowiński i Pawłowicz W., 1952, str. 175, zł 26.—
- Błażewski S.: **Wytrzymałość materiałów**, 1951, str. 331, zł 28.—
- Bosse E.: **Wykonanie tłoczników** (wskazówki praktyczne), tłum. z niem. K. Szopski, 1952, str. 77, zł 8.—
- Bryś St.: **Spawanie i lutowanie przewodów aluminiowych**, 1952, str. 155, zł 12.50
- Coenen M.: **Elementy obrabiarek**, tłum. z niem. Wł. Kamiński, 1952, str. 195, zł 34.—
- Dobrowolski J.: **Polerowanie elektrolityczne**, 1952, str. 95, zł 11.— (w oprawie)
- Dobrowolski Z.: **Spawalnictwo**, 1952, str. 414, zł 33.50 (w oprawie)
- Felgentraeger W.: **Wagi wysokiej dokładności** (konstrukcja, ważenie i odważniki), tłum. z niem. A. Richter, 1952, str. 255, zł.— (w oprawie).
- Gliński W.: **Urządzenia przenośnikowe w przemyśle metalowym**, 1952, str. 84, zł 19.—
- Górski E.: **Frezy** (konstrukcja), 1952, str. 191, zł 18.—
- Gostiew W.: **Kontrola techniczna i zwalczanie braków w przemyśle maszynowym**, tłum. z ros. St. Kowalczyk, 1951, str. 76, zł 4.—
- Gosztowtt L.: **Uszczelnienia**, 1951, str. 230, zł 22.—
- Gosztowtt L.: **Usprawnienie obsługi i modernizacja pras hydraulicznych**, 1952, str. 88, zł 11.60
- Hilbert H.: **Tłocznictwo**, tłum. z niem. Z. Kazubiński, tom I, 1952, str. 169, zł 22.— (w oprawie)
- Kawecki J.: **Blacharstwo**, 1952, str. 238, zł 19.—
- Lerman S.: **Optyk przyrządowy**, tłum. z ros. K. Ukielski, 1952, str. 226, zł 18.—
- Mały podręcznik mechanika** (praca zbiorowa), wyd. II, 1952, str. 668, zł 58.—
- Mardykin P. M.: **Produkcyjne metody skrobania**, tłum. z ros. Zb. Kościółek, 1952, str. 38, zł 2.—
- Mechanik — poradnik techniczny** (dzieło zbiorowe pod red. A. T. Troskołańskiego), tom I, część 2, 1951, str. 1190, zł 140.— (w oprawie)
- Mermon W.: **Zasady konstrukcji przyrządów, uchwytów i sprawdzianów specjalnych**, tom I, 1950, str. 208, zł 36.—, tom II, 1950, str. 186, zł 30.—
- Moroz A., Ankiewicz A.: **Rozwiertaki**, 1952, str. 10, zł 14.50
- Moszyński W.: **Wykład elementów maszyn**, część I — Połączenia, wyd. II, 1951, str. 440, zł 32.—, część II — Łożyskowanie, wyd. II, 1951, str. 328, zł 30.—, część III — Napędy, wyd. II, 1951, str. 342, zł 28.—, część IV — Mechanizmy, 1952, str. 383, zł 46.—
- Nowikow M.: **Konstrukcja przyrządów montażowych** tłum. z ros. W. Ostrowski, 1952, str. 280, zł 42.—
- Noworyta J.: **Wskazówki dla użytkowników wag**, 1952, str. 63, zł 4.50
- Poradnik dla użytkowników i wytwórców narzędzi mierzniczych**, praca zbiorowa, 1952, str. 417, zł 42.— (w oprawie)
- Roszkowski St.: **Bezpieczeństwo pracy przy pędniach** 1952, str. 80, zł 10.—
- Sadowski A.: **Gładkość powierzchni i sposoby jej pomiaru**, 1952, str. 166, zł 22.—
- Sadowski A.: **Wzorce gładkości powierzchni**, 1952, str. 56, zł 5.—
- Sawicki T.: **Gospodarka narzędziami mierniczymi w zakładach przemysłu metalowego**, 1950, str. 140, zł 16.50
- Sokołowski A.: **Kurs technologii budowy maszyn**, część I, tłum. z ros. M. Rogoziński, 1952, str. 429, zł 60.—
- Śledziwski E.: **Projektowanie konstrukcji spawanych**, 1952, str. 155, zł 31.— (w oprawie)
- Staub Fr.: **Zastosowanie mikroskopu do badania stali**, 1952, str. 37, zł 2.50
- Szupp B.: **Kurs spawania acetylenowego** (w pytaniach i odpowiedziach), wyd. IV, 1952, str. 108, zł 6.—
- Warunki skrawania metali narzędziami ze stali szybko tnącej**, praca zbiorowa, tłum. z ros. W. Brodowicz, 1952, str. 348, zł 38.50
- Woiski L.: **Optyczne przyrządy warsztatowe**, 1952, str. 43, zł 1.50
- Wołoszyn S.: **Wykaz materiałów stosowanych do wyrobu urządzeń odpornych na korozję**, 1952, str. 142, zł 14.—
- Troskołański A. T.: **Hydromechanika techniczna**, tom I — Hydromechanika racjonalna, 1951, str. 352, zł 40.—

BIBLIOTEKA PLANU SZEŚCIOLETNIEGO

książki wydane w 1952 r.

- Gehorsam L.: **Komunikacja kolejowa w Planie Sześcioletnim**, 1952, str. 72, zł 6.—
- Lutosławski J.: **Odlewnictwo w Planie Sześcioletnim**, 1952, str. 134, zł 10.—
- Łaskow J.: **Energetyka w Planie Sześcioletnim**, 1952, str. 145, zł 12.—
- Muszyński Z.: **Wynalazczość pracownicza w Planie Sześcioletnim**, 1952, str. 42, zł 3.—
- Niektóre kierunki rozwoju techniki w Planie Sześcioletnim**, praca zbiorowa pod red. I. Bursztyna, 1952, str. 194, zł 12.—
- Osmycki A.: **Łączność w Planie Sześcioletnim**, 1952, str. 75, zł 5.—
- Riedel A.: **Drogi wodne w Planie Sześcioletnim**, 1952, str. 67, zł 6.—
- Topolski T.: **Budownictwo przemysłowe w Planie Sześcioletnim**, 1952, str. 93, zł 8.—
- Tybor I.: **Przemysł włókienniczy w Planie Sześcioletnim**, 1952, str. 144, zł 11.—
- Wiślicki A.: **Mechanizacja budownictwa w Planie Sześcioletnim**, 1952, str. 150, zł 13.—

Do nabycia w księgarniach technicznych DOMU KSIĄŻKI