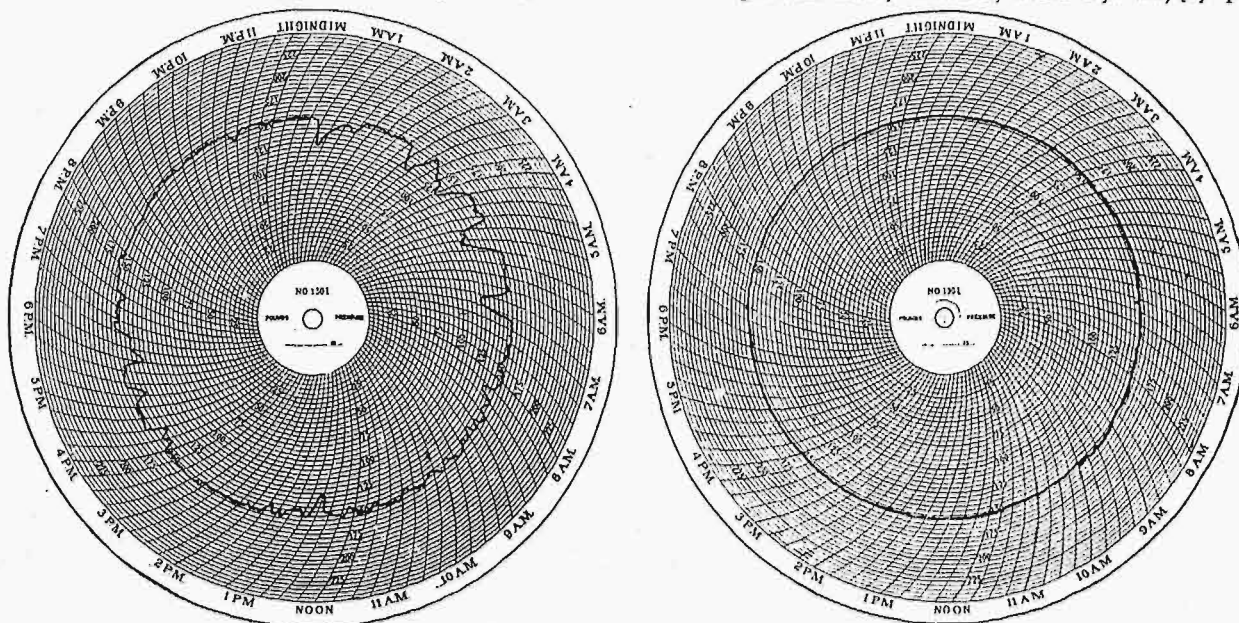


Przekaznikiem głównym jest tu przepona m , będąca, jak zawsze, pod wpływem ciśnienia pary w głównym przewodzie L . Wychylenia tej przepony są przenoszone zapomocą dźwigni D i dalszych mechanizmów na dźwignię d_1 i d_2 , czyli każdemu położeniu przepony m odpowiada jakieś położenie każdej z tych dźwigni. Dźwignia d_1 usta-

zastosowania powyższego urządzenia regulacyjnego były świetne. Przedewszystkiem ciśnienie pary ulegało znikomym wahaniom i grania zaworów bezpieczeństwa odgad nie notowano. Na rys. 12 widzimy dwa wykresy ciśnienia pary: lewy był zdjęty przy regulacji ręcznej, prawy — przy automatycznej. Poza-
tatem palacz, który dawniej stale był zajęty przy



Rys. 12.

Wykresy przebiegu ciśnienia w tym samym kotle przy regulacji ręcznej (na lewo) i automatycznej (na prawo).

la położenie zaworu i, dławiać, reguluje w ten sposób dopływ pary do turbiny T , pędzącej wentylator poddmuchowy (regulacja ciągu). Dźwignia d_2 reguluje w analogiczny sposób dławieniem dopływ pary do stojącej maszyny parowej M , uruchamiającej palenisko mechaniczne. W czopuchu jest umieszczona kłapa kominowa, której położenie, dzięki systemowi dźwigni, jest zależne od wychylenia tłoczka w cylindrze C . Wychylenie tego tłoczka jest zależne od ciśnienia pary w przewodzie l , które jest ustalane przez położenie dźwigni d_2 . Charakterystyczne jest to, że cylinderek C wraz z tłoczkiem został wykonany ze starego cylindra pompki do prób kotła na ciśnienie wodne. Urządzenia obchodowe, jasno widoczne na rysunku, pozwalają w wypadku zepsucia automatu, regulować bieg kotła ręcznie. Wyniki

obsługi kotła, obecnie ma tyle wolnego czasu, że z powodzeniem może wykonywać różne drobne reperacje.

Automaty kotłowe, wykonywane zawodowo przez specjalne fabryki, są bardzo kosztowne i zainstalowanie ich nie zawsze będzie się kalkulować. Amerykanie przed zastosowanie tych urządzeń zmniejszają swoje koszty personalne, które, wobec niezwykle wysokiej skali płacy robotniczej, są znaczne. My, wobec zupełnie odmiennych warunków, musimy stwierdzić, że zainstalowanie automatycznych regulatorów kotłowych finansowo opłaci się jedynie w instalacjach większych, gdzie wchodzi w grę ogromne ilości spalnego paliwa i gdzie drobne podniesienie sprawności może się wyrazić w stosunkowo znacznym zysku.

O wytrzymałości zębów w kołach zębatych.

Napisał H. Mierzejewski, Profesor Polít. Warszawskiej.

W jednym z zeszytów „Przeglądu Technicznego” podałem niedawno streszczenie wyników doświadczeń prof. S. Timoszenki nad wytrzymałością zębów kół zębatych¹⁾. Wkrótce ce potem prof. Huber nadesłał mi list, w którym wykazał, że podany przez prof. T. rozkład naprężeń w pobliżu styku dwóch profilów jest niezgodny z wynikami ścisłej teorii²⁾, przyczem zwrócił uwagę na konieczność zbadania układu naprężeń z punktu widzenia hipotezy właściwej pracy odkształcenia postaciowego.

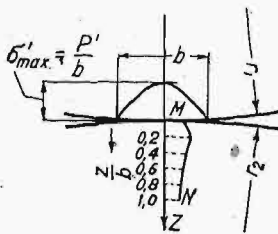
¹⁾ Przegląd Techniczny, 65, 36, 1927.

²⁾ M. T. Huber und S. Fuchs, Spannungsverteilung bei der Berührung zweier elastischer Zylinder, Phys. Zts. 15, 298, 1914.

Prof. Timoszenko, za przykładem wielu inżynierów amerykańskich³⁾, przyjął paraboliczny rozkład naprężeń normalnych wzdłuż paska styku dwóch współpracujących zębów (rys. 1). Tymczasem rzut oka na układ trajektorii naprężeń w przypadku ściskania dwóch walców, dotykających się wzdłuż tworzących, przekonywa nas, że wykres naprężeń jest eliptyczny (rys. 2). Jeszcze bardziej mia-

³⁾ Por. art. Earl Buckingham'a, prof. metrologii technicznej w Massachusetts Institute of Technology: Gear Teeth in Action. Am. Mach. 65, 943, 1927. Buckingham mówi w nim, że w r. 1920 stosował równania Hertza w celu określenia „miary wycierania się zębów”. Cytuje on również prace w tym kierunku amerykańskiego inżyniera J. Jandesek'a. Brak przytem jednak bliższych wskazówek bibliograficznych.

rodajne w danym wypadku są wzory Hertza i Hubera, o których mowa poniżej.



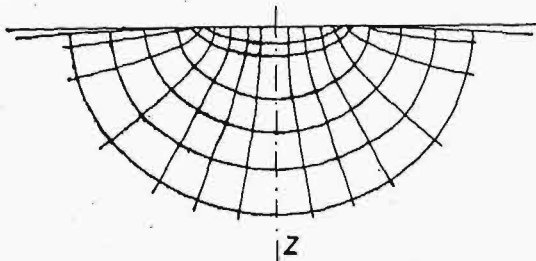
Rys. 1.

Wykres zmiany ciśnienia w różnych punktach paska styku profilów.

U dołu: wykres największego naprężenia stycznego w zależności od głębokości.

(Timoszenko-Baud. Mech. Engg.)

Na wstępie musimy zastanowić się, czy zastępując profile zębów przez łuki kół stycznych i rozpatrując dociskanie sprężyste walców zastępczych wzdłuż wspólnej tworzącej, nie popełniamy przytem



Rys. 2.

Układ trajektorii naprężeń przy przyciskaniu walca kołowego do płaszczyzny.

Oba ciała wykonane z tego samego materiału sprężystego, przyczem stała Poissona $\nu=0,3$.

(Z rozprawy M. T. Hubera i S. Fuchsa. Phys. Z. 15, 302, 1914).

zasadniczego błędu. Otóż teoria sprężystości poucza nas, że jest to rzecz najzupełniej dopuszczalna, o ile będziemy rozpatrywali układ naprężeń bezpośrednio w pobliżu paska zetknięcia profilów⁴⁾. Zagadnienie należy uważać wówczas za rozwiązane na podstawie wzorów, zamieszczonych w krótkiej rozprawie M. T. Hubera i S. Fuchsa, dotyczącej rozkładu naprężeń przy zetknięciu dwóch walców sprężystych (l. c.). Wyprowadzone one zostały na podstawie założeń matematycznych i ogólnych rozwiązań Hertza⁵⁾. O ile rozwiązywanie samego zagadnienia wymagało subtelnej analizy matematycznej i przewidywania poważnych trudności teoretycznych, o tyle ostateczne wzory (wbrew przypuszczeniom Hertza) bynajmniej nie są tak skomplikowane i bezwątpienia oddadzą w omawianym zakresie pierwszorzędne usługi praktyczne.

Podajemy je poniżej (Huber-Fuchs: str. 300).

$$\sigma_x = 4\nu \frac{P' z}{\pi b^2} \left[\sqrt{\frac{b^2 + u}{u}} - 1 \right] \quad (1)$$

$$\sigma_y = \frac{2P' z}{\pi b^2} \left\{ \sqrt{\frac{b^2 + u}{u}} \left[2 - \frac{b^2 z^2}{u^2 + b^2 z^2} \right] - 2 \right\} \quad (2)$$

$$\sigma_z = \frac{2P'}{\pi} \cdot \frac{z^3}{u^2 + b^2 z^2} \sqrt{\frac{b^2 + u}{u}} \quad (3)$$

$$\tau_{yz} = \frac{2P'}{\pi} \cdot \frac{y z^2}{u^2 + b^2 z^2} \sqrt{\frac{u}{b^2 + u}} \quad (4)$$

Układ współrzędnych jest przytem taki, że oś x jest równoległa do osi walców, zaś oś z jest normalna do płaszczyzny styku walców i idzie włąb walca (por. rys. 1). Szerokość paska zetknięcia

$$b = 3,04 \sqrt{\frac{P'}{E} \cdot \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}} \quad (\text{Timoszenko-Huber, str. 67}).$$

We wzorach tych u jest spółrzedną eliptyczną, określoną jako pierwiastek dodatni równania drugiego stopnia $\frac{y^2}{b^2 + u} + \frac{z^2}{u} = 1$.

Dla powierzchni walca, czyli dla $z=0$ otrzymujemy $\sigma_y = \sigma_z = \frac{2P'}{\pi b^2} \sqrt{b^2 - y^2}$. Rozkład naprężeń

normalnych jest więc eliptyczny, a nie paraboliczny. Wzór ostatni był znany jeszcze Hertz'owi. Wzory (2, 3, 4) dla $y=0$ dają nam możliwość łatwego określenia układu naprężeń wzdłuż osi z i sprawdzenia tym sposobem dalszego wykresu na rys. 1. Są to wzory:

$$|\sigma_x|_{y=0} = \frac{4\nu P'}{\pi b^2} \left[\sqrt{b^2 + z^2} - z \right] \quad (5)$$

$$|\sigma_y|_{y=0} = \frac{2P'}{\pi b^2} \left\{ \sqrt{b^2 + z^2} \left[2 - \frac{b^2}{b^2 + z^2} \right] - 2z \right\} \quad (6)$$

$$|\sigma_z|_{y=0} = \frac{2P'}{\pi \sqrt{b^2 + z^2}} \quad (7)$$

podane w cytowanej rozprawie (2) przy użyciu nieco odmiennego znakowania. Na mocy tych wzorów można wykonać wykresy wyteżenia materiału, odpowiadające tym czy innym hipotezom wytrzymałościowym. Poniżej zamieszczone są dwa takie wykresy, obliczone przezemnie: 1^o dla ciała szczególnie plastycznego, gdy o wyteżeniu materiału decyduje główne naprężenie styczne τ_{max} , oraz 2^o dla hipotezy energii właściwej odkształcenia postaciowego.

Z wzorów (5, 6, 7) otrzymujemy

$$\tau_{max} = \frac{2P'}{\pi b} \left(\frac{z}{b} \right) \left[1 - \frac{z}{\sqrt{b^2 + z^2}} \right] \quad (8)$$

Jeśli weźmiemy pod uwagę, że dla $y=0$ na-

⁴⁾ Właściwe ujęcie tej sprawy wymaga głębszej znajomości pól naprężeń w ciałach sprężystych. Dla zorientowania się w tym kierunku można polecić monografię: Th. W. yss. Die Kraftfelder in festen elastischen Körpern und ihre praktischen Anwendungen. Berlin, J. Springer. 1926.

⁵⁾ H. Hertz. Gesammelte Werke. Tom 1. Über die Berührung fester elastischer Körper, str. 155. Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte, str. 173. Słynne te rozprawy zawierają ogólne rozwiązanie zagadnienia. Hertz'owi nie udało się jednak znaleźć wzorów, wyrażających *explicit* składowe naprężenia wewnątrz ciała i kla-

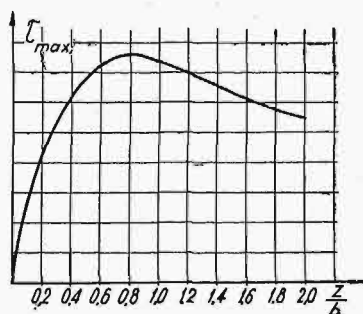
syczny rysunek, przedstawiający układ trajektorii naprężeń (Ges. Werke, fig. 19, str. 185 lub Love: Lehrbuch der Elastizität, str. 234) jest ich obrazem przybliżonym. Hertz mówi o tem w następujących słowach: „Es ist schliesslich wünschenswert, ein anschauliches Bild von der Verteilung der Spannungen im Inneren zu erhalten, die Formeln sind indes viel zu verwickelt, als dass es möglich wäre, ein solches ohne weiteres aus derselben abzulesen”. W przypadku ściskania walców zasadnicze równania, określające składowe naprężenia wewnątrz ciała, otrzymał prof. Huber, zaś dr. Fuchs ustalił równania różniczkowe trajektorii naprężeń głównych (l. c.).

prężenia styczne $\tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0$, to właściwa energia odkształcenia postaciowego:

$$\Lambda_p = \frac{1}{12G} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] \quad (9)$$

Wykres, przedstawiony na rys. 4, obliczyłem dla $\nu = 0,3$.

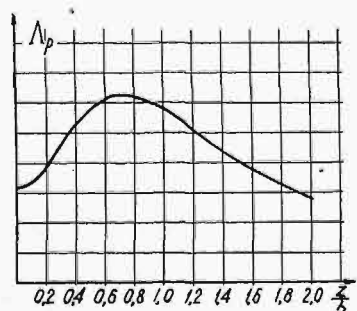
Jeśli obecnie porównamy wykres, przedstawiony na rys. 3 z wykresem prof. Timoszenki (rys. 1) to niezgodności są poważne. Mianowicie dla $z=0$ mamy $\tau_{max} = 0$. Maximum największego naprężenia stycznego przypada dla $z=0,82b$, gdy tymczasem z rys. 1 można sądzić, że owe maximum przypada na $z \approx 0,2b$. Hypotezie właściwej energii odkształcenia postaciowego odpowiada wykres o kształcie nieco bardziej zbliżonym do wykresu z rys. 1. Jednak maximum wyężenia materiału odpowiada głębokości $z \approx 0,7b$.



Rys. 3.

Wykres wyężenia materiału dla ciała szczególnie plastycznego (wzdłuż osi $y=0$).

Wnioski, jakie można wyciągnąć z wykresów rys. 3 i 4, posiadają doniosłe znaczenie praktyczne. Wynika z nich, że maximum wyężenia materiału przypada na głębokości kilkakrotnie większe od tych, jakie przewidywał prof. Timoszenko. Pozostaje teraz określić wartości bezwzględne tych głębokości dla różnorodnych przypadków kojarzenia się kół zębatych, przy różnych modułach i obciążeniach.



Rys. 4.

Wykres wyężenia materiału, odpowiadający hipotezie właściwej energii odkształcenia postaciowego (wzdłuż osi $y=0$).

W praktyce mamy dziś prawie wyłącznie do czynienia z ewolwentowymi profilami zębów. Ze względu na wykonanie, zastępujemy ewolwenty kołami o odpowiednich promieniach. Aby ułatwić obliczenia, zamieszczam poniżej tabliczkę promieni tych kół, jakie wyznaczyłem na podstawie norm ogólnie przyjętych w wytwórniach obrabiarek. Ponieważ w danym wypadku idzie o otrzymanie danych orientacyjnych, ograniczyłem się do kół zębatych o liczbie zębów 12, 16, 20, 24, 40 i 100. Mamy mianowicie:

Liczba zębów	12	16	20	24	40	100
Promień kół zastępczych	$1,5m \div 2,5m$	$2m \div 3m$	$2,5m \div 3,5m$	$3m \div 4m$	$5m$	$20m$

Promienie kół, zastępujących ewolwentę, najdogodniej wyznaczać w modułach, podobnie zresztą jak wysokości wierzchołków i podstaw (pni) zębów. Profile zębów kół o większej liczbie zębów kreśli się jednym łukiem koła, jak np. dla liczby zębów 40 i 100. Profile zębów dla $z=12, 16, 20$ i 24 kreślone są kilkoma łukami.

Przyjmijmy, że dla danego materiału i dla danego modułu (podziałki) dopuszczalny nacisk P' na jednostkę długości zęba jest niezmienny. Założmy ponadto, że mamy do czynienia wyłącznie z kołami stalowymi, które nadają się do cementowania. Niech $E = 22\,000 \text{ kg/mm}^2$. Szerokość paska zetknięcia

$$b = 3,04 \sqrt{\frac{P'}{E}} \sqrt{\frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}} \quad (10)$$

możemy obliczyć wówczas, posilując się poniższą tablicą:

Tablica wartości b w zależności od liczby zębów kół współpracujących.

Wymiary w mm; $E = 22\,000 \text{ kg/mm}^2$; m — moduł P' — obciążenie na 1 mm szer. koła.

Liczba zębów koła	12	16	20	24	40	100
12	$1000 \frac{b_{min}}{\sqrt{mP'}} =$	177,3	189,6	198,1	204,6	220,2
	$1000 \frac{b_{max}}{\sqrt{mP'}} =$	228,1	239,1	247,5	254,0	264,1
16	$1000 \frac{b_{min}}{\sqrt{mP'}} =$		204,6	215,0	224,5	244,8
	$1000 \frac{b_{max}}{\sqrt{mP'}} =$		250,9	260,4	268,6	280,5
20	$1000 \frac{b_{min}}{\sqrt{mP'}} =$			228,1	239,1	264,1
	$1000 \frac{b_{max}}{\sqrt{mP'}} =$			270,8	279,8	294,0
24	$1000 \frac{b_{min}}{\sqrt{mP'}} =$				250,9	280,5
	$1000 \frac{b_{max}}{\sqrt{mP'}} =$				294,8	303,9
40	$1000 \frac{b}{\sqrt{mP'}} =$					328,8
100	$1000 \frac{b}{\sqrt{mP'}} =$					648,2

Zamieszczone w tablicy wartości podają bezpośrednio szerokości pasków w mikronach dla modułu $m=1$ i dla obciążenia $P'=1 \text{ kg/mm}$ długości zęba. Wzór (10) i tablica wartości b daje możliwość przejść bezpośrednio do innych wartości podziałki i obciążenia. Możemy posilować się przy tej tablicy Lewis'a, która ściśle biorąc, daje nie ogólny nacisk na ząb P , a obciążenie dopuszczalne, odpowiadające długości zęba równej $10m$. Stąd wynika, że

$$P' = K m^2 k_g \frac{1}{10m} = 0,1 K m k_g,$$

gdzie K jest stałym współczynnikiem Lewis'a, zależnym od liczby zębów w kole zębatym, m — modułem, zaś k_g — obciążeniem

dopuszczalnem przy gięciu w kg/mm^2 . Wartości K są podane poniżej.

Liczba zębów	12	16	20	24	40	100
Wartość K	2,10	2,42	2,83	3,00	3,40	3,81

Pozostaje sprawdzić, czy ząb wykonany z danego materiału można obciążyć wg. wzoru Lewis'a ze względu na naprężenia lokalne. Posiłkujemy się przytem np. wzorem (8) dla $z=0,82 b$, o ile chodzi o materiał plastyczny. Wzór ten przybierze postać:

$$\tau_{max} = 0,191 \frac{P'}{b} \dots \dots (11)$$

Zauważmy, że P' wzrasta proporcjonalnie do modułu m , zaś szerokość paska b proporcjonalnie do \sqrt{m} . Z punktu widzenia praktyki najciekawsze wyniki otrzymamy, gdy obciążenie dopuszczalne P' będziemy obliczać na podstawie wytrzymałości skorupy (skórki) cementowanej. Należy strzec się wówczas przed zgniotem w miękkiej warstwie pod skorupą cementowaną.

Te wnioski są najzupełniej zgodne z wynikami doświadczeń nad zużyciem kół zębatach. Tak np. prof. C. W. Ham i J. W. Huckert, którzy wykonali w ciągu trzech lat cały szereg doświadczeń nad wycieraniem się zębów w kołach zębatych,⁶⁾ wypowiadają się w tej sprawie, jak następuje:

„Ciśnienie powierzchniowe jest najpoważniejszym czynnikiem trwałości zębów. Wydaje się, że dla każdej pary kół zębatych istnieje pewien krytyczny nacisk powierzchniowy, zależny od własności mechanicznych materiału, poza którym życie zęba jest krótkie. Pozostając poniżej tej wartości krytycznej, możemy przedłużyć bieg kół do nieskończoności, bez widocznego wycierania się zębów”.

Do tego samego wniosku dochodzi i Buckingham na podstawie swej praktyki. Do uwag tych należy dodać, że pokrycie powierzchni zębów cienką warstewką chromu⁷⁾ zabezpiecza zęby w zupełności od ścierania powierzchniowego i zmniejsza wydatnie współczynnik tarcia.

O ile mi wiadomo, nasz przemysł samochodowy i obrabiarkowy interesuje się żywo sprawą uszlachetniania powierzchni zębów kół zębatych, co daje możliwość należytego wyzyskania materiału i zmniejszenia wymiarów konstrukcji. Przy wyborze tych czy innych metod technologicznych, byłoby rzeczą pożądaną ustalić zgóry ich zakres stosowności z e względu na warunki wytrzymałościowe. Na podst. ó wie wzorów prof. Hubera, można opracować normy grubości warstwy uszlachetnionej w zależności od podziałki zęba, własności mechanicznych materiału, obciążenia i. t. p.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

METALIZNAWSTWO.

Kruchość mosiądzu w wyższych temperaturach.

R. Mailänder badał mosiądz walcowany, zawierający Zn 28%, a prócz tego drobne ilości innych domieszek — razem 0,1%.

Oznaczenia kruchości były dokonane przez próby na uderzenie zapomocą przyrządu, w którym próbki — nie łamiąc się — mogły zginać się najwyżej o 120° przy największej wysokości spadu 1 m. Konieczną wysokość spadu H , wystarczającą do przełamania próbki, wyznaczano drogą prób. Przy licznych doświadczeniach dochodzono do wysokości H_g i H_d , różniących się o 2 — 5 cm, z których H_g wywoływała całkowite przełamanie próbki, zaś H_d tylko niezupełne.

Mosiądz miękki, wyżarzony od 20 — 500°, nie wykazywał kruchości; walcowany lub wyciągany na zimno wykazywał objawy kruchości po ogrzewaniu powyżej 200° w zależności od czasu wyżarzania (D). Dla każdej temperatury istnieje pewna minimalna wartość H_m , którą otrzymujemy przy ściśle określonym (krytycznym) czasie nagrzewania D_k . Obie wartości D_k i H_m zależą od składu chemicznego materiału i od jego obróbki. Zmiana H jest tem gwałtowniejsza, im wyższa jest temperatura nagrzania; im wyższa będzie temperatura, tem mniejsze są wartości D_k i H_m przy coraz wzrastającym tempie zmniejszenia tych wartości. Podobne wyniki otrzymano dla czystej miedzi, dla mosiądzu 60 : 40 i 66 : 34 i dla brązu o zawartości 6% Sn.

Całkowite usunięcie kruchości w mosiądzach zachodzi przez wyżarzanie w temperaturze od 350° i wyżej.

Stopień kruchości mosiądżów wzrasta w miarę zwiększenia twardości, lecz tylko do pewnej wartości, powy-

żej której znowu maleje *). Maximum kruchości występuje przy tem mniejszej twardości, im wyższa jest temperatura badania. Na to maximum wpływa również kierunek walcowania: Dla próbek wzdluż kierunku walcowania, wysokość H jest 2 — 5 razy większą niż dla próbek wzyluż w poprzek walcowania. Stosunek ten zmniejsza się w miarę wzrostu temperatury. W miarę zwiększenia grubości badanych próbek, wzrasta również D_k .

Kruchość występująca w wyższych temperaturach zanika w temperaturach pokojowych, po odpowiednim wyżarzeniu.

Kąt zgięcia (W) zmienia się zależnie od czasu nagrzewania: najpierw maleje, a potem wzrasta. Najmniejszy kąt otrzymujemy przy D_k i H_m . Po pewnym czasie ogrzewania, kąt zgięcia nie zmienia się więcej.

Kąt zgięcia (W) wzrasta zupełnie proporcjonalnie do H ; nieznaczne odchylenia są tem mniejsze, im próbki są twardsze. Przy odpuszczaniu do 200°, W zrazu maleje, a potem — gwałtownie wzrasta. Próbki wycięte w poprzek walcowania wykazały W mniejsze od próbek wzdluż. Przy wyższych temperaturach badania, W jest w przybliżeniu proporcjonalne do H ; czas wyżarzania początkowo podnosi nieco wartości W , a następnie wywołuje słaby spadek i wreszcie nieco silniejszy wzrost, aż do wartości granicznej i to tem gwałtowniej, im wyższą była temperatura wyżarzania.

Twardość i wytrzymałość mosiądzu wykazały wartości maksymalne przy 200°. W razie zbyt krótkiego wyżarzania, maksimum to było przesunięte w stronę wyższych temperatur.

⁷⁾ W. Blum. The possibilities of Chromium Plating. Am. Mach. 65, 948, 1927.

⁶⁾ Patrz: „O kruchości metali i stopów metalowych” prof. I. Feszczenko-Czopiniński, Przegl. Techn. 1927, 231—235.

⁶⁾ Bull. of the Engineering Station of the University of Illinois (№ 149). Lipiec 1925.