

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

- Zagadnienia drgań w budowie maszyn, nap. Dr. Inż. M. T. Huber, Profesor Politechniki Warszawskiej.
Stopy kolorowe (dok.), nap. Dr. Inż. A. Krupkowski, Profesor Akademii Górniczej w Krakowie.
Maszyna z obrotowym rozrzędem pary w zastosowaniu do napędu statków rzecznych, nap. Inż. Jerzy Decyusz.
Zastosowanie lotnictwa do zwiększenia tranzytowych głębokości Wisły, nap. Inż. T. Tillinger.
Przeгляд pism technicznych.
Listy do Redakcji.
Bibliografja.

SOMMAIRE:

- Problèmes des vibrations dans la construction des machines (à suivre), par M. M. T. Huber, Dr. ès sc. techn., Professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.
Les alliages cuivre-nickel (suite et fin), par M. A. Krupkowski, Dr. ès sc. techn., Professeur à l'Académie des Mines de Cracovie.
La machine à vapeur à distribution rotative de la vapeur, appliquée à la propulsion des navires fluviaux (à suivre), par M. J. Decyusz, Ingénieur.
L'application de l'aéronautique à l'accroissement des profondeurs de transit des voies navigables, par M. T. Tillinger, Ingénieur.
Revue documentaire.
Correspondance.
Bibliographie.

Zagadnienia drgań w budowie maszyn^{*)}.

Napisał M. T. Huber.

1. Rozważania ogólne.

Przez „drgania” rozumiemy w życiu potocznym wszelkie „drobne” ruchy okresowe, jakie dostrzegamy wogóle na rzeczach materialnych, a także na zjawiskach fizycznych, leżących poza właściwą dziedziną mechaniki. Skoro jednakże przyjmiemy, że główną cechą drgań jest ruch okresowy, to dochodzimy do przekonania, że w teorii drgań nie może być różnicy istotnej między drganiami „drobnymi”, t. j. o małej amplitudzie i krótkim okresie, a drganiami o wielkiej amplitudzie i długim okresie. Dlatego olbrzymia większość maszyn w ruchu stanowi ze stanowiska mechaniki układy drgające. Atoli w technice wyodrębniamy z pośród drgań wogóle takie drgania, które zachodzą dzięki sprężystości części konstrukcyjnych, a którychby nie było wcale, gdyby te części były doskonale sztywne. Drganiami temi rządzą przede wszystkim siły sprężystości, wzbudzają je zaś bezpośrednio siły bezwładności. Ponieważ siły te rosną zwykle z kwadratem szybkości odnośnych części maszyn, przeto jasną jest rzeczą, że zagadnienie drgań sprężystych wysunęło się na widownię techniczną dopiero w związku z nowoczesnym ogromnym wzrostem szybkości tak silników, jak i maszyn roboczych. Pojmując tedy tę kategorię drgań maszyn jako drgania układów sprężystych, korzystamy z gotowych pojęć i wyników teorii takich drgań, opracowanej już dawno w celu ilościowego ujęcia i naukowego

wyjaśnienia zjawisk akustycznych. Te bowiem zjawiska nie są niczem innym, jak drganiami ciał i układów sprężystych o częstości leżącej mniej więcej między 20 a 30 000 okresów na sekundę (rys. 1). Że studjum drgań maszynowych wyłoniło nowe swoiste zagadnienia specjalne, jest rzeczą jasną, ale ogólne metody teoretyczne i doświadczalne czerpiemy wciąż jeszcze przeważnie z akustyki. Świadczy o tem już sama terminologia teorii drgań. Ale i druga kategoria drgań, jako ruchów okresowych, które zachodzą bez uwagi godnych odkształceń części maszyn, ma ważne znaczenie techniczne. Np. przy powolnym nawet obrocie ciężkiego wirnika osadzonego na osi poziomej zachodzi okresowa zmiana wielkości naprężeń zginających we włóknach skrajnych osi. Zmiana ta odbywa się według tego samego prawa co odchylenie s punktu poruszającego się po danym odcinku 2a prostym ruchem harmonicznym

$$s = a \sin 2\pi \frac{t}{T}$$

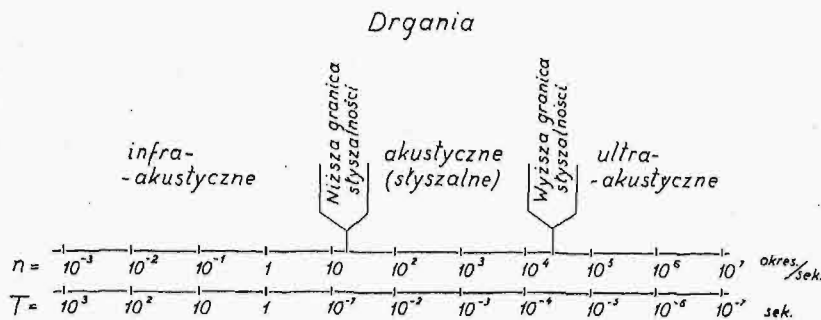
Oznaczywszy przez σ_0 największą wartość naprężenia we włóknie skrajnym i mierząc czas od chwili położenia rozpatrywanego włókna w osi obojętnej, napiszemy wyrażenie na naprężenie tegoż włókna w chwili t w postaci: $\sigma = \sigma_0 \sin \omega t$, jeżeli $\omega = \frac{2\pi}{T}$ określa prędkość kątową osi, a zarazem t. zw. „częstość kołową” (Kreisfrequenz) wahań wartości naprężenia (w granicach od $-\sigma_0$ do $+\sigma_0$). W tych warunkach pewność (bezpieczeństwo) przeciwko pęknięciu przy danej wartości

^{*)} Wykład wygłoszony na zorganizowanych w r. b. przez SIMP Kursach uzupełniających dla inżynierów.

2. 251/53

σ_0 jest, jak wiadomo, znacznie mniejsze od pewności przy obciążeniu stałym naprężeniem σ_0 . Podobne warunki zachodzą w trzonach korbowych silników tłokowych i t. p. częściach maszyn. Obniżenie bezpieczeństwa przeciw pęknięciu przy wahaniami czyli „drżaniu” wartości naprężenia jest znane pod ogólną nazwą zjawiska „zmęczenia” materiału i stanowi od czasów Wöhlera (1872) przed-

namii harmonicznymi wyższymi. Okresy te tworzą ciąg malejący nieskończony. Stosownie do tego mówimy o drżaniu harmonicznym, drugim, trzecim... W zastosowaniach technicznych wysuwa się zwykle na pierwszy plan drżanie zasadnicze. Obliczanie okresu drżań głównych stanowi zatem jedno z najważniejszych zadań technicznej nauki o drżaniach.



Rys. 1.

miot badań w laboratorjach wytrzymałościowych. Nie potrzeba tutaj dowodzić wielkiej doniosłości praktycznej tych badań. O ich stanie obecnym będzie mowa w innym wykładzie. Tutaj idzie nam o odkształcenia i naprężenia wywołane drżaniami sprężystymi całości części maszyn. Są to wogóle drżania wymuszone, t. j. wzbudzone drżaniami drugiej kategorii, czyli, jak je możnaby nazwać, drżaniami stereomechanicznymi.

Zagadnienie drżań wymuszonych jest oczywiście bardziej złożone od zagadnienia drżań własnych, t. j. drżań, jakie zachodzą w układzie sprężystym po jego wytrąceniu z położenia równowagi stosownie dobranej siłami krótkotrwałymi i pozostawieniu następnie samemu sobie. Na pierwszy rzut oka wydaje się, że i drżania własne układu sprężystego będą wogóle niezmiernie skomplikowane, gdyż położenie układu odkształcalnego odchylone od położenia równowagi określa się nieskończenie wieloma parametrami (spółrzednymi). Weźmy np. tak prosty układ, jakim jest rozpięte cięgno (struna), lub pręt jednym końcem zamocowany. Nawet gdy rozpatrujemy tylko drżania zachodzące w płaszczyźnie pionowej, przechodzącej przez oś pręta, to i tak dochodzimy do nieskończonej różnorodności drżań możliwych. Możemy bowiem udzielić osi pręta odchylenia początkowego, które w pewnych granicach ma postać dowolnej krzywej matematycznie „gładkiej” i zależnie od tej postaci otrzymamy nieskończoną różnorodność drżań własnych. Na szczęście odkształcenia układów sprężystych podlegają w pewnych granicach zasadzie superpozycji (przynajmniej z wielkim przybliżeniem), a wtedy można zastosować zasadę rozkładu drżań złożonych każdego elementu pręta na proste drżania harmoniczne (sinusowe) o okresach różnych. Drżanie harmoniczne o najdłuższym okresie T nazywamy drżaniem podstawowym, zasadniczym, lub głównym; w akustyce odpowiada mu ton, lub dźwięk główny, a zarazem najniższy. Mówi się także: drżanie (ton) harmoniczne pierwsze. Drżania harmoniczne o okresach krótszych nazywamy drżaniami (to-

Wypada tutaj zestawić pokrótce najważniejsze podstawowe pojęcia i niektóre wzory teorii drżań harmonicznymi, jakkolwiek znane dobrze z normalnych kursów mechaniki na politechnikach.

Jeżeli x oznacza odchylenie od położenia równowagi drgającego prostoliniowo punktu materialnego o masie M , jako modelu układu o jednym stopniu swobody, to

a) Siłę sprężystości przedstawia wyrażenie $-kx$.

b) Opór ruchu przy założeniu najprostszym: $-\alpha \frac{dx}{dt}$.

c) Siła okresowa wymuszająca drżania w najprostszym przypadku $S \sin \omega t$, przyczem $\omega = \frac{2\pi}{T}$ oznacza częstość kołową wahań siły, zaś S stała, przedstawiająca jej największą wartość.

Równanie różniczkowe drżań wymuszonych ma postać:

$$I) \quad \frac{d^2 x}{dt^2} + 2n \frac{dx}{dt} + c^2 x = q \sin \omega t,$$

przyczem

$$2n = \frac{\alpha}{M}, \quad c^2 = \frac{k}{M}, \quad q = \frac{S}{M}.$$

Jego rozwiązanie ogólne jest sumą dwu wyrażen. Pierwsze z nich

$$e^{-nt} \left[A \sin(t \sqrt{c^2 - n^2}) + B \cos(t \sqrt{c^2 - n^2}) \right]$$

staje się w przypadku idealnym braku oporów ($n=0$) wyrażeniem dla drżań własnych; natomiast w przypadku gdy zachodzi opór ($n \neq 0$) wyrażenie to maleje szybko z czasem, dzięki czynnikowi e^{-nt} .

Drugie wyrażenie ma postać:

$$x = q \frac{\sin \vartheta}{2n\omega} \sin(\omega t - \vartheta), \quad \text{jeżeli} \quad \operatorname{tg} \vartheta = \frac{2n\omega}{c^2 - \omega^2}$$

i określa drżania wymuszone o amplitudzie

$$a = \frac{q \sin \vartheta}{2n\omega} = \frac{q}{\sqrt{(c^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}},$$

częstości takiej samej, jak częstość zmiany siły wymuszającej, lecz o fazie opóźnionej o kąt ϑ .

Wprowadziwszy oznaczenia $\frac{q}{c^2} = \frac{S}{k} = a_s$ (amplituda drżań wzbudzających), $\frac{\omega}{c} = \beta$, $\frac{2a}{c} = \gamma$, otrzy-

musimy dla amplitudy drgań wymuszonych wyrażenie

$$a = a_s \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + \beta^2 \gamma^2}}$$

Stąd wyprowadza się wniosek, że przy określonej wartości γ powstanie największa amplituda a , gdy $\beta^2 = 1 - \frac{\gamma^2}{2}$, czyli gdy częstość ω siły wymuszającej drgania jest bliska częstości c drgań własnych. Mówimy tedy, że zachodzi w s p ó ł b r z m i e n i e, czyli rezonans.

W przypadku ogólniejszym, gdy siła wymuszająca jest dowolnie daną funkcją okresową czasu t , można ją przedstawić rozwinięciem Fourier'a w postaci

$$S_1 \sin \omega t + S_1' \cos \omega t + S_2 \sin 2\omega t + S_2' \cos 2\omega t + S_3 \sin 3\omega t + S_3' \cos 3\omega t + \dots$$

Wtedy wyrażenie w rozwiązaniu odpowiedniego równania drgań wymuszonych, które określa te drgania po stłumieniu drgań własnych przez opory, ma postać

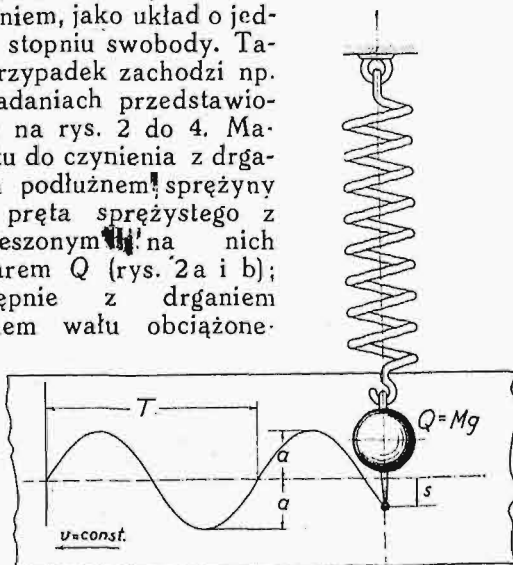
$$x = a_1 \sin(\omega t - \vartheta_1) + a_2 \sin(2\omega t - \vartheta_2) + a_3 \sin(3\omega t - \vartheta_3) + \dots,$$

czyli wyraża drganie złożone z prostych drgań harmonicznym o częstościach $\omega, 2\omega, 3\omega \dots$

Współbrzmienie zachodzi w tym przypadku wogóle, gdy którakolwiek z tych częstości jest bliska częstości drgań własnych rozpatrywanego układu o jednym stopniu swobody. W przypadkach technicznie ważnych wchodzi zwykle w rachubę tylko harmoniczne kilku pierwszych rzędów.

2. Obliczenie głównych drgań własnych w kilku prostych przypadkach.

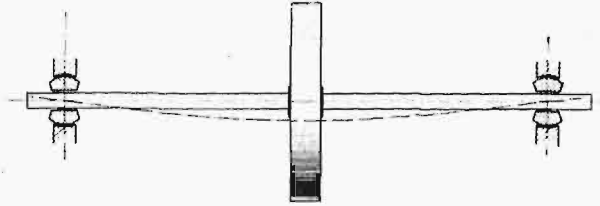
Zadanie upraszcza się znakomicie, gdy układ drgający możemy traktować z dostatecznym przybliżeniem, jako układ o jednym stopniu swobody. Taki przypadek zachodzi np. w zadaniach przedstawionych na rys. 2 do 4. Mamy tu do czynienia z drganiem podłużnym sprężyny lub pręta sprężystego z zawieszonym na nich ciężarem Q (rys. 2a i b); następnie z drganiem giętnym wału obciążonego



Rys. 2 a.

na końcu swobodnym, a zamocowanego drugim końcem.

Jeżeli we wszystkich tych przypadkach masa części sprężystej odkształcanej jest dość mała wobec masy z nią połączonej i poruszającej się jako ciało sztywne, ażeby można pominąć siły bezwładności masy pierwszej, to (małe) odchylenie x ciężaru Q od położenia równowagi wzbudza siłę sprę-

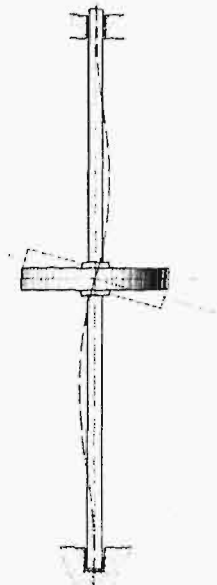


Rys. 3 a.

żystości (w przyp. 3b i 4 moment) proporcjonalną do x , przyczem współczynnik proporcjonalności k da się łatwo obliczyć z wymiarów i stałych sprężystości materiału sprężyny, pręta lub wału. Wtedy ruch Q jest prostym ruchem harmonicznym postępowym w przypadkach 2a, 2b i 3a, zaś obrotowym w przypadkach 3b i 4. Okres drgań da się zatem zawsze przedstawić wzorem

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{M}{k}},$$

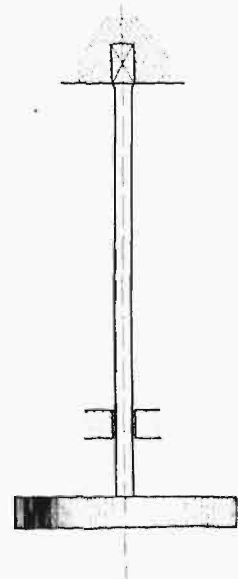
znanym z teorii prostego drgania harmonicznego punktu materialnego o masie M . W przypadkach 2a,



Rys. 3 b.



Rys. 2 b.



Rys. 4.

go w środku ciężkim kołem (rys. 3a i b), wreszcie z drganiem skrętnym wału z ciężkim kołem

2b i 3a należy w tym wzorze podstawić masę ciężaru Q , zaś w przypadkach 3b i 4 moment bez-

władności tej masy względem odpowiedniej osi obrotu. Na współczynnik k , który określa siłę (moment), potrzebną do odchylenia o jednostkę długości (jednostkę kąta), otrzymujemy w przypadku 2b wartość

$$k = \frac{EF}{l}$$

(F pole przekroju, l długość pręta);

W przypadku 2a:

$$k = \frac{C}{2\pi n R^3},$$

jeżeli C oznacza sztywność skręcania drutu, z którego zrobiono sprężynę, n liczbę zwojów, zaś R promień walca linii śrubowej.

W przypadku 3a:

$$k = \frac{48B}{l^3},$$

jeżeli $B = EJ$ oznacza sztywność zginania wału (przy założeniu przekroju stałego), a l rozpiętość.

W przypadku 3b łatwo znaleźć

$$k = \frac{12B}{l},$$

jeżeli zamiast M wstawimy moment bezwładności Θ_1 masy koła względem średnicy.

Wreszcie w przypadku 4 jest

$$k = \frac{C}{l},$$

jeżeli C oznacza sztywność skręcania wału, zaś rolę M gra moment bezwładności koła Θ względem osi pręta.

Chcąc uwzględnić masę sprężyny, pręta lub wału, stosujemy z korzyścią prostą metodę przybliżoną Rayleigh'a. Metoda ta polega na przyjęciu, że obraz geometryczny ruchu przy uwzględnieniu masy pręta nie ulega zmianie, a tylko zajdzie pewne zwolnienie ruchu, czyli zwiększenie okresu T . Pisząc równanie, wyrażające zasadę zachowania energii w dowolnym położeniu drgającego układu, otrzymujemy z łatwością wartość, o którą należy powiększyć masę M , lub moment bezwładności w równaniu na T , ażeby znaleźć dokładniejszą wartość okresu¹⁾

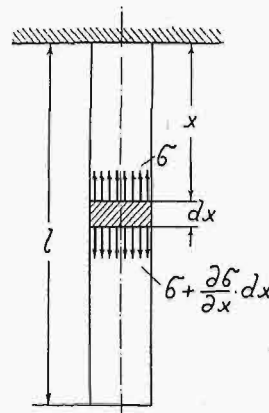
Sposobem Rayleigh'a otrzymano wyniki następujące:

W przypadku 1a i b należy do masy głównej dodać $1/3$ masy sprężyny lub pręta; w przypadku

3a dodać $17/35$ masy wału; w przypadku 4 do momentu bezwładności koła obciążającego trzeba dodać $1/3$ momentu bezwładności wału (w odpowiednich wzorach).

3. Podstawy teorii drgań prętów.

Ścisłejsze rozwiązanie tych zadań wymaga całkowania cząstkowych równań różniczkowych drgań pręta. Wyprowadzimy takie równanie dla przypadku 2b, przyjmując że cząsteczki leżące w jakimkolwiek przekroju poprzecznym pręta poruszają się tylko równoległe do jego osi. Biorąc ściśle, zachodzi to tylko u cząsteczek leżących na osi, inne bowiem z powodu zwężenia poprzecznego przy rozciąganiu pręta ulegają także przesunięciom prostopadłym do osi, które dla uproszczenia teorii pomijamy. Obróbszy początek układu na górnym końcu osi pręta, jako osi x -ów (rys. 5), i



Rys. 5.

oznaczawszy przesunięcie dowolnego przekroju wywołane drganiem podłużnym przez u , pojmujemy u jako funkcję x i t i rozpatrujemy ruch postępowy elementu pręta o masie $\frac{\gamma}{g} \cdot F dx$.

Przyspieszeniem tego ruchu jest $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$; siłą poruszającą zaś — wypadkowa z sił $-\sigma F$ i $(\sigma + \frac{\partial \sigma}{\partial x} dx)F$, działających na obie ściany elementu.

$$\text{A zatem } \frac{\gamma}{g} F dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = F \frac{\partial \sigma}{\partial x} dx \quad ^2)$$

$$\text{czyli } \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial \sigma}{\partial x}$$

$$\text{Ale } \sigma = E \cdot \varepsilon = E \frac{\partial u}{\partial x}, \text{ a więc równanie}$$

$$(a) \quad \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$$

jest szukanem równaniem różniczkowym drgań podłużnych pręta pryzmatycznego.

Taką samą postać ma równanie drgań skrętnych, określające zależność kąta skręcenia φ od x i t . Wtedy bowiem otrzymują elementy pręta ruch obrotowy z przyspieszeniem kątowym $\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}$ pod wpływem

¹⁾ Szczegóły rachunku znaleźć można na str. 304 w „Kursie Wytrzymałości Materiałów” prof. S. Timoszenki w Ann-Arbor. Drugie polskie wydanie wyszło właśnie nakładem „Książnicy” i zawiera niezmienny od pierwszego wydania rozdział o drganiach, dający podstawowe wiadomości teoretyczne, które mogą stanowić po części wstęp do naszych rozważań. Obszerniejsza monografia tegoż autora, którą wypada polecić przedewszystkiem do pogłębienia wiadomości teoretycznych inżynierów-mechaników ukazała się po angielsku w r. 1928 p. t. *Vibration Problems in Engineering* (London, Constable & Co. Ltd), a właśnie wyszła także w przekładzie niemieckim u Springera w Berlinie p. t. *Schwingungsprobleme der Technik* (1932).

²⁾ Na pozór wydaje się, że przy wyprowadzeniu tego równania dla pręta w położeniu pionowym należy uwzględnić działanie siły ciężkości, dodając po prawej stronie równania ciężar elementu $\gamma F dx$. Wtedy jednakże należałoby wprowadzić zamiast σ sumę $\sigma_0 + \sigma$ t. j. sumę naprężenia statycznego $\sigma_0 = (l-x)\gamma$ i naprężenia σ określonego odchyleniem u z położenia równowagi. Po prawej stronie będzie w takim razie $F \left(\frac{\partial \sigma_0}{\partial x} + \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right) dx + F \gamma dx$ ponieważ zaś $\frac{\partial \sigma_0}{\partial x} = -\gamma$ więc po redukcji pozostanie $F \frac{\partial \sigma}{\partial x} dx$.

wem różnicy momentów sił $-C \frac{\partial \varphi}{\partial x}$ i $C \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} dx \right)$, jeżeli C oznacza sztywność skręcania. To prowadzi do równania

$$(b) \dots \frac{\gamma}{g} \cdot J_0 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = C \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2},$$

różniącego się od poprzedniego tylko znaczeniem stałych parametrów.

Równanie (a) piszemy zwykle w postaci

$$(a') \dots \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \text{ przyczem } a = \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}}$$

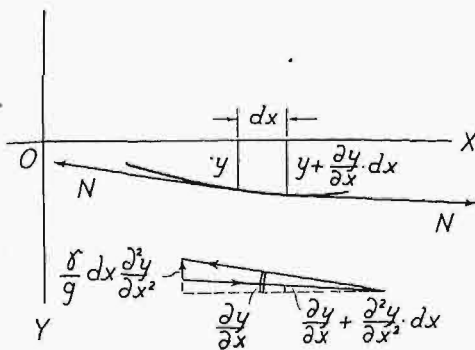
ma wymiar prędkości linowej. Podobnie piszemy równanie (b), t. j.

$$(b') \dots \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}, \text{ jeżeli } a = \sqrt{\frac{Cg}{J_0 \gamma}}.$$

W najważniejszym technicznie przypadku drgań skrętnych wałów mamy do czynienia zwykle z przekrojem kołowym, dla którego

$$C = J_0 G. \text{ Wówczas } a = \sqrt{\frac{Gg}{\gamma}}.$$

Tego samego typu jest wreszcie równanie drgań poprzecznych silnie napiętego cięgna, o ile wolno pominąć jego sztywność zginania. Niechaj dy (rys. 6)



Rys. 6.

oznacza odchylenie elementu cięgna o masie $\frac{q}{g} dx$, napiętego siłą N . Na przekrój x wydzielonego elementu działa siła zewnętrzna N o składowej $-N \frac{\partial y}{\partial x}$ w kierunku ruchu; na przekrój $x + dx$ działa również N o składowej $N \left(\frac{\partial y}{\partial x} + \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} dx \right)$. Wypadkowa tych sił udziela elementowi przyspieszenia $\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$, a zatem:

$$\frac{q}{g} dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = N \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} dx.$$

Stąd

$$(c) \dots \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \text{ przyczem } a = \sqrt{\frac{Ng}{q}}.$$

Dla drgań giętych (poprzecznych) prętów (be-

lek) sprężystych otrzymujemy równanie innego typu, a mianowicie:

$$(d) \dots \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \text{ przyczem } a = \sqrt{\frac{EJg}{F\gamma}}.$$

(a ma wymiar prędkości linowej pomnożonej przez długość). Wyprowadzenie tego równania opiera się na znanem z teorii zginania prętów równaniu różniczkowym

$$EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -M.$$

Dwukrotne różniczkowanie daje

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = -\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = p,$$

jeżeli p oznacza obciążenie jednostkowe pręta (prostopadłe do jego osi). W naszym zadaniu jest to obciążenie siłami bezwładności, wziętymi przeciwnie, stosownie do zasady d'Alembert'a. Jeżeli pominiemy nieunikniony przy zgięciu ruch obrotowy elementów i wpływ sił tnących na krzywiznę osi pręta, to możemy napisać:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = -\frac{F\gamma}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2},$$

co daje rów. (a).

We wszystkich powyższych wywodach pominięto świadomie wpływ siły ciężkości, gdyż w przypadkach konkretnych łatwo go uwzględnić dodatkowo. (d. c. n.).

Nowe wydawnictwa *)

- Podstawy osiągnięcia dochodowości w małych przedsiębiorstwach przemysłu metalowego i pokrewnych. E. T. Geisler, Profesor Politechniki Lwowskiej. Str. 220. rys. 18 i tabl. 66. Nakł. Instytutu Przem.-Rzemieśln. z zasiłku M. W. R. i O. P. Warszawa 1932. Cena 6 zł.
- Stacja mareograficzna na polskim wybrzeżu Bałtyku w Gdyni. Wyd. Ministerjum Robót Publicznych. Str. 22 (ze streszczeniem w jęz. francuskim), rys. 9. Warszawa 1932.
- Wzór przybliżony do projektowania nakładek belki blaszanej. K. F. Vetulani. Odb. z książki pamiątkowej ku czci Prof. Dr. h. c. M. Thulliego. Str. 7. Lwów 1932.
- Przedstawienie zmiany naprężeń skrajnych podczas powstawania wyboczenia. K. F. Vetulani. Odb. z książki pamiątkowej ku czci Prof. Dr. h. c. M. Thulliego. Str. 7. Lwów, 1932.
- Strugarki i praca na nich. Inż. E. M. Pietraszkiewicz. Biblioteka warsztatowa. Obróbka metali, zeszyt III. Odb. z czasop. „Mechanik”. Nakład T-wa Kursów Technicznych z zasiłku Min. W. R. i O. P. Str. 21 (m 4^o), rys. 27 i 7 tabl. rys. poza tekstem. Warszawa 1931. Cena 3.80 zł.
- Gwinty i ich wykonanie. Inż. E. M. Pietraszkiewicz. Biblioteka warsztatowa. Obróbka metali, zeszyt IV. Odb. z czasop. „Mechanik”. Nakład T-wa Kursów Techn. z zasiłku M. W. R. i O. P. Str. 64, rys. 256. Warszawa 1932. Cena 7 zł.
- Ortsnetze für Kabel und Freileitung mit Berechnungsbeispielen aus der Praxis. K. Kinzinger. Str. 116, rys. 35. Wyd. R. Oldenbourg. Monachjum-Berlin 1932. Cena 11.20 zł.

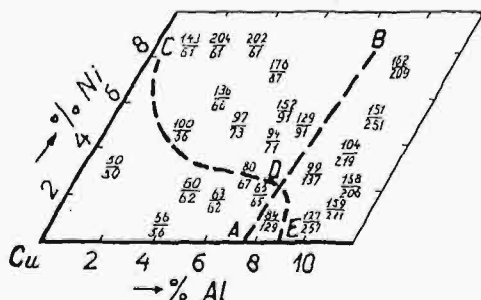
*) Wszystkie podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”, Warszawa, ul. Czackiego 3.

Stopy kolorowe^{*)}.

Napisał Dr. Inż. A. Krupkowski, Profesor Akademii Górniczej w Krakowie.

Bronzy aluminiowe z dodatkiem niklu i krzemu.

Szerokie zastosowanie bronzów aluminiowych pobudziło badaczy do ich dalszego ulepszania przez wprowadzenie nowych składników. Niezbyt nową, lecz dosyć ciekawą w tym kierunku pracę wykonali A. A. Read i R. H. Greaves³⁾, stapiając bronzy aluminiowe z dodatkiem niklu. Stopy Cu-Al z kilkoma % niklu są ciągliwe i dają się walcować na gorąco, a częściowo i na zimno. Budowa ich jest dosyć złożona. Stopy w zakresie Cu-CDE (rys. 10) tworzą roztwór stały przy zwykłej temperaturze, natomiast roztwór stały w temperaturze 900° odpowiada obszarowi, znajdującemu się na lewo od linii AB. Stąd wniosek, że obróbka termiczna może zmieniać własności mechaniczne tylko stopów, znajdujących się poza obszarem Cu-CDA.



Rys. 10. Stopy Cu—Ni—Al według Read i Greavesa (1921).

W zwykłej temperaturze roztwory stałe do linii CDE, przy 900° — roztwory stałe do prostej ADB. Liczby nad kreską oznaczają twardość stopów powoli studzonych, pod kreską — twardość stopów hartowanych.

Read i Greaves udowodnili, że stopy na lewo od linii BD są względnie miękkie w stanie zahartowanym przy 900°, natomiast utwardzają się mocno przy ich powolnym studzeniu od 900°. Autorzy objaśniają to zjawisko wydzieleniem się z roztworu stałego stopu nowego twardego składnika. Stopy na prawo od linii AB ujawniają wręcz odwrotne cechy: miękną po wyżarzeniu i twardestają po zahartowaniu, jak wskazują to liczby, umieszczone na tymże rys. 10, które ilustrują twardość Brinella stopów powoli studzonych (górne liczby) i hartowanych (liczby dolne).

Najbardziej ciekawą rzeczą w stopach Cu-Al z domieszką Ni jest ich duża ciągliwość w stanie odlanym. Naprzykład, stop o składzie 7,31% Ni i 5,39% Al i reszta miedzi wykazuje:

$$R = 31,9 \text{ kg/mm}^2, \quad Q = 11,7 \text{ kg/mm}^2, \quad A_1 = 79\%, \\ C = 59\%, \quad B = 75.$$

Jest to więc stop o bardzo dużej ciągliwości.

^{*)} Dokończenie do str. 136 w zesz. 13—14 z r. b.

³⁾ A. A. Read i R. H. Greaves. Journ. Inst. Metals. 26.57.1921.

Tenże sam stop, po wyżarzeniu przy 900° i powolnym stygnięciu, ujawnia:

$$R = 52,4 \text{ kg/mm}^2, \quad Q = 35,9 \text{ kg/mm}^2, \quad A = 10,5, \\ C = 19\%, \quad B = 171.$$

Stop o składzie zbliżonym do wskazanego, w stanie walcowanym i zahartowanym przy 900°, ma następujące własności:

$$R = 41 \text{ kg/mm}^2, \quad Q = 12,6 \text{ kg/mm}^2, \quad S = 6,3 \text{ kg/mm}^2, \\ A_1 = 72\%, \quad C = 69\%,$$

a po powolnym studzeniu od 900°:

$$R = 65 \text{ kg/mm}^2, \quad Q = 39,4 \text{ kg/mm}^2, \\ S = 26,8 \text{ kg/mm}^2, \quad A_1 = 22\%, \quad C = 23\%.$$

Czy jednak dane te świadczą istotnie o ulepszeniu bronzów aluminiowych przez wprowadzenie niklu? Jeżeli chodzi o stopy walcowane, to na to pytanie należy odpowiedzieć raczej przecząco, gdyż — jak informuje o tym ostatnio ogłoszona praca T. Matsudy¹⁰⁾ — sam bronz aluminiowy o zawartości 10% Al w porównaniu ze stopami Cu-Al-Ni może dać również dobre, a może nawet i lepsze wyniki po odpowiedniej obróbce termicznej.

Do bronzów aluminiowych usiłowano wprowadzić krzem. Mechaniczne własności stopów Cu-Al z małą domieszką krzemu badał Schiozawa¹¹⁾. Bardziej wszechstronnych prób w tym kierunku dokonał L. Guillet w r. 1923¹²⁾, lecz nie osiągnął wyników zadawalających, wreszcie w r. 1931 obszerne studia nad temi stopami przeprowadził L. J. Brice¹³⁾. Zbadał on mechaniczne własności stopów Cu-Al z zawartością Al równą 5%, 7,5%, 10%, zawierające zmienną ilość krzemu, dochodzącą do 5%.

Naogół wzięwszy, można powiedzieć, że wprowadzenie krzemu w większych ilościach do stopów Cu-Al nie polepsza ich.

Za Bricem można wskazać własności, charakteryzujące omawiane stopy. Stop odlany o składzie 5% Al i 3,5% Si w stanie wyżarzonym wykazuje:

$$R = 55 \text{ kg/mm}^2, \quad Q = 23,6 \text{ kg/mm}^2, \quad A = 33\%¹⁴⁾, \\ B = 132, \quad \text{próba Izoda} = 4,2 \text{ kJm}.$$

Dalsze zwiększenie Si w tym stopie zmniejsza jego ciągliwość.

¹⁰⁾ T. Matsuda. Journ. Inst. Metals 39.67.1928.

¹¹⁾ J. Min. and Met. Japan 45.217.1920.

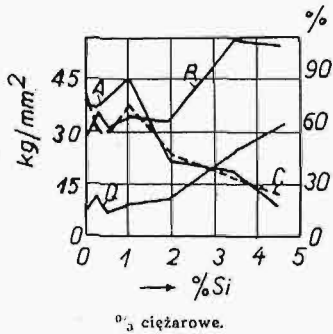
¹²⁾ L. Guillet. Rev. de Mét. 20.771.1923.

¹³⁾ L. J. Brice. Journ. Inst. Metals. 45.209.1931.

¹⁴⁾ Brice nie podał średnicy badanej próbki, zaznaczył tylko, że pomiarowa długość wynosiła 1,265 cala ang.

Stop kuty o składzie 7,25% Al i 1,88% Si ujawnia:
 $R=69,6 \text{ kg/mm}^2$, $Q=41,7 \text{ kg/mm}^2$, $A=25\%^{14}$
 i próba Izoda 3,31 kgm.

Najważniejszym bodaj wnioskiem, jaki można wysnuć z pracy Brice'a, jest to, że mała ilość



Rys. 11. Wpływ krzemu na własności mechaniczne bronzów aluminiowych o zawartości 5% Al. Stopy odlane i wyżarzane. Dane Brice'a (1931).

R — wytrzymałość na rozciąganie w kg/mm^2 ,
 A — % wydłużenie przy zerwaniu, na długości 1,265", Q — granica plastyczności w kg/mm^2 , C — % przewodzenie.

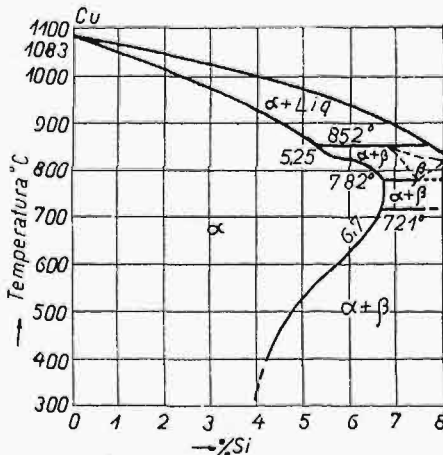
krzemu (kilka dziesiątych %), dodana do bronzów aluminiowych, nie tylko nie szkodzi, lecz sprzyja wytworzeniu się dobrych odlewów, dzięki intensywnemu odtlenianiu. Jako przykład polepszenia własności odlewów Cu-Al przez krzem, może posłużyć rys. 11. Można łatwo zaobserwować przy małych dawkach krzemu jednoczesny wzrost wytrzymałości na rozciąganie (R) i ciągliwości (A) oraz

C) w bronzie aluminiowym, zawierającym 5% Al.

Stopy miedzi z krzemem

W ostatnich czasach zaczęto znów usilnie badać w Anglii i Ameryce własności stopów miedzi z krzemem. Zachętą do tych poszukiwań były dobre wyniki, jakie uzyskano przez wprowadzenie krzemu do aluminium.

Zainteresowanie się bronzami krzemowymi jest nowe. Wszak już w r. 1857 Deville i Ca-



Rys. 12. Układ Cu — Si według Smitha (1928).

ron¹⁵ wytwarzali bronzы Cu-Si z zawartością krzemu do 12%, przyczem zaobserwowali; że krzem utwardza miedź w silnym stopniu.

Budowa stopów Cu-Si była badana wielokrotnie. Pierwszym eksperymentatorem w tej dziedzinie był Rudolphi¹⁶, następnie wykres układu Cu-Si wyznaczył A. Sanfourche¹⁷ oraz

¹⁵ Deville i Caron. Comptes Rendus. 45.184.1857.

¹⁶ Rudolphi. Z. an. Chem. 53.216.1907.

¹⁷ A. Sanfourche. Rev. de Mét. 16.239.1919.

Matuyama¹⁸, wreszcie ostatnią pracę nad budową bronzów aluminiowych ogłosił C. G. Smith¹⁹.

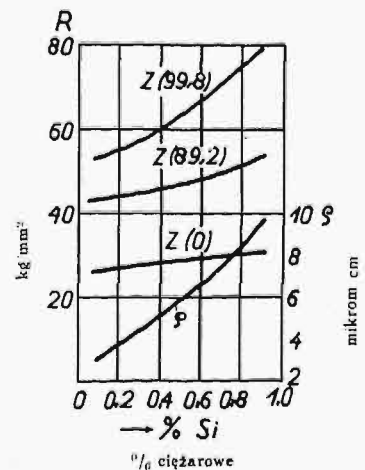
Według Smitha (rys. 12), najwięcej rozpuszcza się krzemu w miedzi pomiędzy 721" i 782", mianowicie około 6,7%. W zwykłej temperaturze granica rozpuszczalności zwyża się, dochodząc do około 3,8% Si. Ta zmiana rozpuszczalności Si w stałej miedzi może wywołać zmianę własności drogą termicznej obróbki.

E. Voce²⁰ przedsięwziął pracę w r. 1930 nad stopami miedzi z krzemem, zwanymi także bronzami krzemowymi, celem ustalenia ich użyteczności technicznej. Jak zaznacza powyższy autor, stopy Cu-Si przygotowuje się bez zbytej trudności, a to dlatego, że krzem jest dobrym odtleniaczem. Można je otrzymać w zwykłym piecu gazowym, topiąc metale pod warstwą węgla drzewnego.

E. Voce zainteresował się przede wszystkim własnościami Cu-Si z domieszką krzemu do 1%. Stopy te odznaczają się ogromną ciągliwością i doskonale dają się walcować oraz przeciągać na zimno. Własności tych stopów podaje rys. 13. Łatwo możemy zauważyć na wykresie, że wytrzymałość na rozciąganie drutu wyżarzzonego (R) wzrasta nieznacznie pod wpływem krzemu, natomiast w miarę wzrostu zgniotu wpływ krzemu się potęguje, podnosząc R do około 78 kg/mm^2 przy 0,9% Si w stopie, którego zgniot wynosi 99,8%²¹.

Niestety, obok wzrostu wytrzymałości na rozciąganie, w miarę zwiększenia się zawartości krzemu w stopach Cu-Si wzrasta gwałtownie oporność elektryczna, co czyni bronzы krzemowe z większą zawartością krzemu niezdatnymi do przewodników i kabli elektrycznych.

E. Voce stwierdził, że w stopach o większej zawartości krzemu — do 3% Si, bronzы krzemowe dają się walcować na zimno, powyżej 3% walcują się na gorąco, z chwilą jednak przekroczenia 6% Si stają się stopy tak kruchemi, że ani na zimno, ani na gorąco nie pozwalają się walcować.



Rys. 13. Wytrzymałość na rozciąganie bronzów krzemowych o różnym stopniu zgniotu (z). ρ — oporność elektryczna właściwa. Dane Voce'a (1930).

¹⁸ Matuyama. Science Rep. Tohoku Imp. Univ. 17.665.1928.

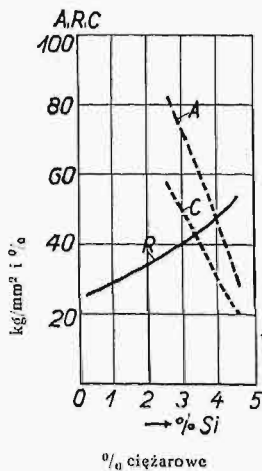
¹⁹ C. G. Smith. Jour. Inst. Metals. 40.359.1928.

²⁰ E. Voce. Journ. Inst. Metals. 44.331.1930

²¹ Zgniot określa się ze wzoru

$z = \frac{s_0 - s_1}{s_1}$, gdzie s_0 — początkowe pole przekroju, s_1 — końcowe.

Własności mechaniczne blach z ilością krzemu do 4,58% podaje rys. 14. Jak wynika z tego wykresu, bronz krzemowy o 3,23% Si jest jeszcze



Rys. 14. Własności mechaniczne blach wyżarzonych z bronzu krzemowego. Dane Voce'a (1930).

R — wytrzymałość na rozciąganie w kg/mm^2 , A — % wydłużenie przy rozrywaniu na długości $4\sqrt{P}$, C — % prze-wężenie. Linje A i C mają bieg przybliżony, gdyż oparte są na małej ilości danych.

dostatecznie ciągliwy i wykazuje w stanie wyżarzonym:

$$R = 46 \text{ kg/mm}^2, Q = 19,8 \text{ kg/mm}, A_{3,5} = 70,8\%^{22}, C = 46,2\%, B = 69,5,$$

a w stanie zgniecionym (stopień zgniotu 48%) osiągamy:

$$R = 78 \text{ kg/mm}^2, Q = 24,6 \text{ kg/mm}^2, A_{3,5} = 10,0\% C = 10,5\%, B = 178,7.$$

W blachach wyżarzonych wraz ze wzrostem Si zwiększa się twardość, lecz zmniejsza się ciągliwość. Tak więc dla stopu Cu z 4,58% Si mamy:

$$R = 52,0 \text{ kg/mm}^2, Q = 11,4 \text{ kg/mm}^2, A_{3,5} = 32,6\%, C = 21,9\%.$$

Należy jeszcze podkreślić, że brzozy krzemowe są bardziej odporne na utlenianie powierzchniowe w wyższych temperaturach, niż czysta miedź; np. w temperaturze 725° utlenianie Cu z 4,58% Si jest 4 do 7 razy mniejsze, niż miedzi. Ten wynik Voce'a został potwierdzony również przez J. S. Dunna²³, jak wyjaśnia to rys. 15.

Stopy miedzi z krzemem i manganem.

E. Voce zbadał również brzozy krzemowo-manganowe. Stopy te, zawierające kilka % krzemu i manganu, nawet w stanie odlanym ujawniają znaczną ciągliwość i przy próbie młotem Izoda przeważnie się gną, a nie łamią. Budowę tych stopów oraz własności mechaniczne wskazuje rys. 16.

Stopy o dobrych własnościach mechanicznych według Voce'a umiejscowione są w bliskości stopu o składzie 3,5% Si i 1% Mn. Tak więc dla brzozy Cu-Si-Mn, zawierającego 3,43% Si, 10,4 Mn i 0,04% Fe, w stanie odlanym otrzymujemy²⁴:

$$R = 34,3 \text{ kg/mm}^2, Q = 12,9 \text{ kg/mm}^2, S = 3,2 \text{ kg/mm}^2, A_1 = 25\%, C = 14\%, B = 93, \text{ próba Izoda} = 7,2 \text{ kgm}.$$

Wyniki te są zupełnie zadawalające, jeśli cho-

²² Pomiar na długości $4\sqrt{P}$, gdzie P — jest polem przekroju.

²³ J. S. Dunna. Journ. Inst. Metals. 46.1931.25.

²⁴ Stop zbliżony składem do powyższego stosuje się w Ameryce pod nazwą Everdur do konstrukcji aparatów chemicznych, zwłaszcza ulegających korozji.

dzi o odlewy. Świadczą one, że krzem i mangan łącznie dobrze odtleniają stopy, wzmagając ciągliwość i kowalność.

Ten sam stop po odpowiednim zgnieciu pozwala uzyskać $R = 70 \text{ kg/mm}^2$, a po wyżarzeniu staje się bardzo ciągliwym, wykazując $A_1 = 68\%$. Stop ten może być walcowany na zimno, lecz bardziej pożądane jest walcować go na gorąco. Z powyższego widzimy, że zbliża się on własnościami do tak zwanych brzozy armatnich.

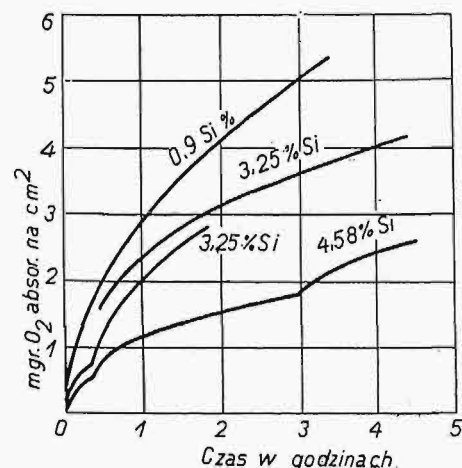
Stopy z zakresu Cu-Si-Mn są względnie odporne na utlenianie się w wyższych temperaturach ze względu na obecność krzemu, gdyż sam mangan pod tym względem nie ujawnia widocznego wpływu.

Stopy Cu-Si-Mn wykazują pewną odporność na korozję i w niektórych wypadkach stosowane są w Ameryce do celów chemiczno-inżynierskich.

Stopy miedzi z berylem.

Do metali interesujących, na które zwrócono uwagę dopiero w ostatnich czasach, należy beryl²⁵. Aczkolwiek wytworzony jeszcze w roku 1828 przez F. Wöhlera, jednak nie znajdował zastosowania w technice ze względu na trudne i skomplikowane metody otrzymywania go z rud. Dopiero po uproszczeniu sposobów wydobycia, produkcja berylu zaczęła wrosnąć do tego stopnia, że ilość uzyskanego do chwili obecnej berylu o czystości 99,5% wyraża się już tonnami. Dzięki temu, zaczęto usilnie pracować, zwłaszcza w Niemczech i Ameryce, ażeby wyzyskać najbardziej racjonalnie ten drogocenny metal, wprowadzając go do metali i stopów.

Beryl jest metalem szarawym, temperatura jego topliwości wynosi około 1280°C , powinowactwo do tlenu jest tak duże, że redukuje nawet aluminium z Al_2O_3 . Stąd też w stopach może z powodzeniem odgrywać rolę nie tylko składnika, ale i odtleniacza. Charakterystyczną cechą berylu

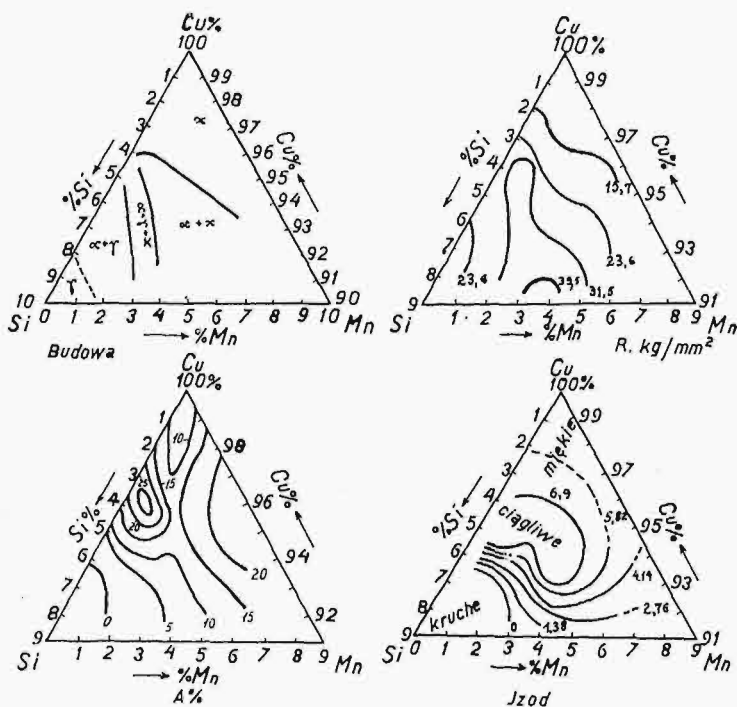


Rys. 15. Intensywność utleniania się miedzi krzemowej w zależności od % krzemu według Dunna (1931).

jest jego lekkość; ciężar właściwy wynosi zaledwie 1,85. Beryl, nawet o czystości 99,9%, jest

²⁵ We Francji znany pod nazwą *glucinium* — od słodkawego smaku niektórych związków.

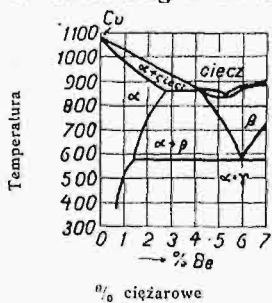
metalem kruchym, twardość jego według skali Mohsa jest równa 6—7; dzięki tej twardości, rysuje szkło.



Rys. 16. Własności stopów odlanych Cu — Si — Mn. Budowa. Dane Voce'a (1931).

Wytrzymałość na rozerwanie — R w kg/mm². Wydłużenie przy rozerwaniu — A %₀, mierzone na długości 4-krotnej. Udarność według próby Izoda.

Ciekawe wyniki osiągnięto w Niemczech, stapiając miedź z kilkoma procentami berylu. Ażeby wyjaśnić dokładniej obróbkę termiczną wynalezionych stopów, należy przedewszystkiem zwrócić uwagę na ich budowę. Pierwszy wykres układu Cu-Be podał G. Oesterheld²⁶, następnie G. Masing i O. Dahl²⁷ nieco poprawili powyższy wykres, którego część podaje rys. 17. Łatwo zauważymy, że ilość rozpuszczonego w miedzi berylu w temperaturze 950° C wynosi około 2,8%; w miarę obniżania się temperatury, zwięża się granica rozpuszczalności, dochodząc do 0,8% Be przy 400° C.



Rys. 17. Układ Cu — Be według Masinga i Dahla (1929).

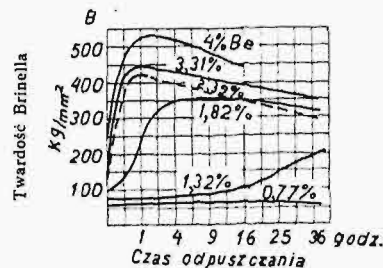
ściśle, gdyż beryl nietylko odtlenia miedź, lecz także odsiarcza ją.

Beryl wprowadzony do miedzi utwardza ją, lecz najlepsze wyniki osiągnięto w stopach, które przeszły obróbkę termiczną. Stopy zahartowane w temperaturze 800° C — 850° C są względnie ciągliwe, natomiast podczas odpuszczania, zwłaszcza

przy 350° C, zachodzi sztuczne starzenie się stopów, połączone z wydzieleniem się składnika β z roztworu stałego α (rys. 17), przyczem następuje nadzwyczajny wzrost twardości.

Rys 18 wykazuje, jak wpływa długo-trwałe odpuszczanie na twardość zahartowanych stopów Cu-Be, według G. Masinga i O. Dahla²⁸. Należy podkreślić, że już w zahartowanym stopie, zawierającym zaledwie 2,39% Be, po odpuszczaniu w ciągu jednej godziny przy 350° C, możemy uzyskać znaczną twardość, sięgającą 425 jednostek Brinella.

Podczas sztucznego starzenia się stopów, jak zaznaczyłem, wydziela się składnik β , bogaty w beryl, a przez to koncentracja berylu, pozostają-



Rys. 18. Wzrost twardości bronzów berylowych, zahartowanych przy 800° i odpuszczonych przy 350° według Masinga i Dahla (1929).

cego w roztworze w miedzi, zmniejsza się, powodując tem samym wzrost przewodności elektrycznej, jak zresztą należało się tego spodziewać²⁹; równocześnie następuje skurcz stopu i wzrost gęstości, sięgający 0,6%.

Rys. 19 wyjaśnia wpływ czasu odpuszczania na wzrost przewodności elektrycznej oraz twardości w stopie o 2,5% berylu, zgodnie z danymi G. Masinga i O. Dahla³⁰. Po 25 godzinach odpuszczania hartowanych stopów osiąga się 340 jednostek Brinella przy wzroście współczynnika przewodności do $k = 22,5 \cdot 10^4 \frac{1}{\Omega}$, wówczas gdy

przewodność czystej miedzi w temperaturze pokojowej (20° C) wyraża się liczbą $k = 54 \cdot 10^4$. Ta przewodność elektryczna nie jest jeszcze zbyt mała, natomiast nadzwyczajna twardość stopu podnosi jego wartość i umożliwia jego użycie nawet do celów elektrotechnicznych, zwłaszcza że stop odpuszczony ujawnia bardzo wysokie własności sprężyste.

Z pośród wielu stopów układu Cu-Be, stop o 2,5% Be wydaje się najcenniejszym przy naj-

²⁶ l. c. 101.

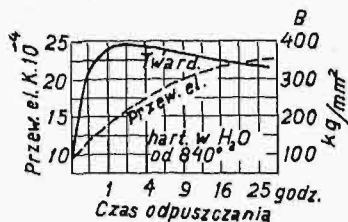
²⁹ Wpływ koncentracji składnika w roztworach stałych na przewodność elektryczną wyjaśnia prof. W. Broniewski w rozprawie: „O elektrycznych własnościach stopów”. Warszawa, wydawnictwo redakcyjne prac matematyczno-fizycznych. 1913.

³⁰ l. c. str. 109.

²⁶ G. Oesterheld. Zs. anorg. Chemie 97.1.1916.
²⁷ Wissenschaftliche Veröffentlichungen aus dem Siemens Konzern. Tom VIII. G. Masing i O. Dahl, str. 94. 1929.

mniejszym zużyciu berylu. Po zahartowaniu w 800° C wykazuje:

$$R = 8,9 \text{ kg/mm}^2, S = 5,08 \text{ kg/mm}^2, Q = 15,7 \text{ kg/mm}^2, \\ B = 90 \text{ kg/mm}^2, A_{10} = 52\%, C = 66,4\%, \\ U = 7,2 \text{ kgm/cm}^2, \text{ kąt zgięcia } \alpha = 22^\circ.$$



Rys. 19. Zmiana twardości i przewodności elektrycznej stopów Cu-Be, zawierających 2,5% Be, odpuszczanych przy 350°, według Masinga i Dahla (1929).

Tenże stop po 3 godz. odpuszczania przy 350° C posiada:

$$R = 135 \text{ kg/mm}^2, S = 45,9 \text{ kg/mm}^2, Q = 128 \text{ kg/mm}^2, \\ B = 392 \text{ kg/mm}^2, A_{10} = 0,8\%, U = 1,2 \text{ kgm/cm}^2, \\ \alpha = 0^\circ 31'.$$

Odlewy Cu-Be posiadają również wysokie własności. Należy także zaznaczyć, że odporność na korozję bronzów berylowych jest duża i zbliża się do odporności bronzów cynowych³¹.

Być może, że brzozy berylowe, ze względu na swą wartość, znajdują w technice szersze zastosowanie, narazie jednak przeszkodą do ich większego rozpowszechnienia jest wysoka cena berylu. Tytułem próby wprowadzono stopy Cu-Be w Niemczech do części składowych lokomotyw elektrycznych, narażonych na wstrząsy, mianowicie wyrabiane są z nich pokrywki kontaktowe i przyściskacze szczotek.

Obok stopów Cu-Be, które dały najbardziej zadawalające wyniki, tematem usilnych badań są też stopy berylu z innymi metalami. Próby te dają mniej lub więcej korzystne wyniki, np. stop

niklu z berylem o zawartości 2,5 Be, po zahartowaniu w 1100°, walcowany na zimno, po 8 godz. odpuszczania przy 450° C, posiada twardość do 630 jednostek Brinella³², a więc jest tak twardy, jak stal węglista po zahartowaniu.

Stopy miedzi z tytanem.

Należy jeszcze wspomnieć o stopach Cu-Ti. W. Kroll³⁴, studując wpływ tytanu na miedź, nabral przekonania, że stopy te dadzą się technicznie wyzyskać.

Tytan rozpuszcza się w miedzi w ilości 3—4% przy 900°, poczem rozpuszczalność spada do 0,56% przy temperaturze pokojowej. Ta zmiana rozpuszczalności powoduje ulepszanie stopów Cu-Ti drogą obróbki termicznej. Stop z 3,05% Ti, hartowany przy 850° posiada:

oporność elektr. właściwą 40 mikromów,

$$R = 42,6 \text{ kg/mm}^2, A = 31,2\%,$$

zaś hartowany i odpuszczony w ciągu 24 godzin przy 350° posiada:

oporność elektr. 14 mikromów, $R = 73,4 \text{ kg/mm}^2,$
 $A = 30,0\%,$

przyczem długość powiarowa wynosiła $11,3\sqrt{P}$, gdzie P pole przekroju próbki.

Podczas odpuszczania spada znacznie oporność elektryczna, jednak nie do tego stopnia, ażeby stopy Cu-Ti mogły być użyte na druty telefoniczne.

Do 6% Ti stopy są kujne i walcują się dobrze. Pewne trudności zachodzą podczas topienia i wyżarzania tych stopów, gdyż musimy stosować atmosferę wodoru, w przeciwnym bowiem razie ulegają one nadgryzaniu przez azot, który chciwie się łączy z tytanem.

Maszyna parowa o obrotowym rozrządzie pary w zastosowaniu do napędu statków rzecznych^{*)}

Napisał Inż. Jerzy Decyusz, Warszawa.

W obecnym stadium rozwoju mechaniki cieplnej silniki spalinowe dzierżą prym tam, gdzie jest wymagana mała waga instalacji i zapasu materiałów pędnych oraz przewiduje się stałą gotowość do natychmiastowej pracy; są one jednak przy obecnym stosunku krajowych cen paliwa płynnego i stałego, mniej ekonomiczne od parowych.

Duże zespoły parowe, niezwrótne, o stałym obciążeniu, są dziedziną zastosowania turbin parowych, ale w pozostałych, bardzo licznych wypadkach najodpowiedniejszą pozostaje stara parowa maszyna tłokowa.

Obecne typy tych ostatnich maszyn doszły, acz bardzo niejednolicie traktowane w różnych

swych odmianach, do wysokiego stopnia doskonałości, ale kosztem ich skomplikowanego układu, znacznej wagi jednostkowej, a — co za tem idzie — i ceny.

Autorowi, pracującemu w tej dziedzinie, szczególnie w kierunku napędu statków rzecznych, który, nie kusząc się o zrewolucjonowanie silnika, szedł w kierunku jego uproszczenia, ulżenia i potanienia, udało się zrealizować odmienny nieco typ co do układu i zastosowanego rozrządu pary, który poza innymi dodatnimi stronami okazał się niezmiernie elastycznym i zezwolił na zapoczątkowanie przeprowadzenia szeregu ciekawych badań i prób.

Mózgiem maszyny, od którego jest zależny cały jej anatomiczny układ, jest narząd rozdzielczy pary.

³¹ G. Masing i O. Dahl, l. c., str. 112.

³² G. Masing i O. Dahl, l. c., str. 120.

*) Referat (skrócony) na I Narodowy Kongres Żegluga, mający się odbyć w czerwcu r. b. w Warszawie.

³³ G. Masing i O. Dahl, l. c., str. 211.

³⁴ W. Kroll. Zft. f. Metallkunde 23.33.1931.

Obecnie stosowane narządy rozdzielcze są to: albo stawidła suwakowe jedno lub wieloprzelotowe, pojedyncze lub podwójne, albo zawory wzgl. kurki lub tłoczki.

Wszystkie te stawidła posiadają ruch zmiennozwrotny.

Działanie nowoczesnych suwaków przy umiarkowanych prędkościach tłoka jest zupełnie zadawalniające, aczkolwiek trudno poddają się one miarkowaniu napełnienia, a krzywe otwarcia szczelin przelotowych, szczególnie przy małych napełnieniach, są mało korzystne, wskutek czego suwaki wymagają albo bardzo znacznych przekrojów kanałów przelotowych, albo powodują duże dławienie pary, co powoduje niedostateczne wyzyskanie cylindra.

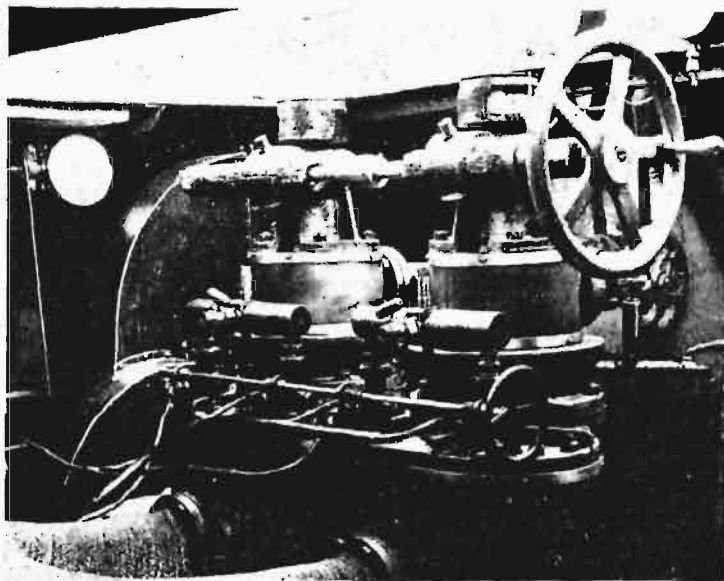
Przy użyciu zaworów krzywe otwarcia szczelin są daleko korzystniejsze, ale maszyny takie nie dopuszczają ponad paręset obrotów na minutę.

W maszynach zwrotnych z miarkowaniem napełnienia od ręki, co z reguły bywa skuteczniane zapomocą różnego rodzaju jarzm, sprawa się pogarsza przez to, że optimum działania maszyny bywa na nieznacznej rozpiętości napełnienia, wobec czego dla dalszego miarkowania trzeba stosować mało ekonomiczne dławienie pary w przepustnicy. Szczególnie daje się to odczuwać na parowozach, przy wszechwładnie panującym tam rozrządzie suwakowo-jarzmowym, gdzie elementy wlotu i wylotu są ściśle od siebie zależne.

Te braki obecnych maszyn tłokowych, przy ich niedoścignionych innym sposobem zaletach ogólnych, pobudziły autora do dłuższych studiów nad maszynami tłokowymi, w rezultacie czego zrealizował on nowy typ maszyny tłokowej, teoretycznie znacznie przewyższający maszyny dotychczasowe, przyczem próby praktyczne zdają się potwierdzać wszystkie założenia teoretyczne.

W maszynach tych jest zastosowany ruch narządu rozdzielczego, polegający na tem, iż narząd

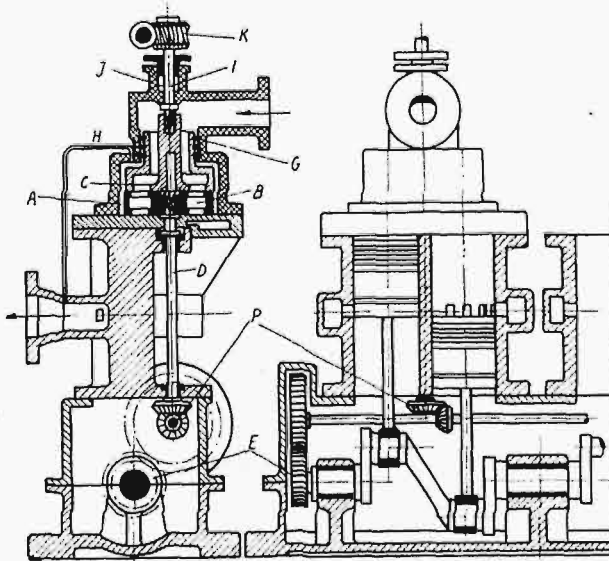
ten wprawia się nie w normalnie stosowany ruch zmiennozwrotny, lecz w stały ruch obrotowy, związany ściśle z ruchem wału maszyny. Zmianę napełnienia i zwrot biegu maszyny otrzymuje się zapomocą narządu biernego, nie biorącego udziału w ruchu maszyny.



Maszyna parowa o rozrządzie obrotowym.

płaskich tarcz, nie były one odciążone i straty na tarcie oraz ich zużywanie się były niepomierne.

3) Przy ilości obrotów stawideł obrotowych, nie zredukowanej w stosunku do liczby obrotów wału maszyny, rozrząd ten nie nadawał się do maszyn szybkobieżnych.



Rys. 1 i 2. Przekrój podłużny maszyny między cylindrami (przez głowicę rozdzielczą) i przez cylindry jednej sekcji.

da mas o ruchu zwrotnym, a krzywe otwarcia szczelin są daleko korzystniejsze, niż w innych rozrządach, co nie powoduje nadmiernego dławienia pary.

2) Zapewnia matematycznie prawidłowe i symetryczne działanie przy wszelkich napełnieniach,

Ogólne zasady rozrządu obrotowego nie są rzeczą nową i był on sporadycznie próbowany, ale nie doznał powodzenia, co się może tłumaczyć następującymi względami:

1) Narządy rozdzielcze, stosowane w postaci kurków walcowych lub stożkowych, nie mogły zapewnić należytej szczelności, i tam, gdzie było stosowane miarkowanie napełnienia, musiały być nieproporcjonalnie dużych wymiarów.

2) Przy stosowaniu jako zaworów

nie były one odciążone i straty na tarcie oraz ich zużywanie się były niepomierne.

3) Przy ilości obrotów stawideł obrotowych, nie zredukowanej w stosunku do liczby obrotów wału maszyny, rozrząd ten nie nadawał się do maszyn szybkobieżnych.

4) Nie był stosowany taki układ szczelin i kanałów przelotowych, któryby zezwalał na miarkowanie napełnienia i zwracanie biegu zapomocą tego samego organu biernego, bez udziału w tej lub innej formie mechanizmu jarzmowego.

Układ podany niżej usuwa te braki i daje rozrząd pary, górujący nad innymi pod następującymi względami:

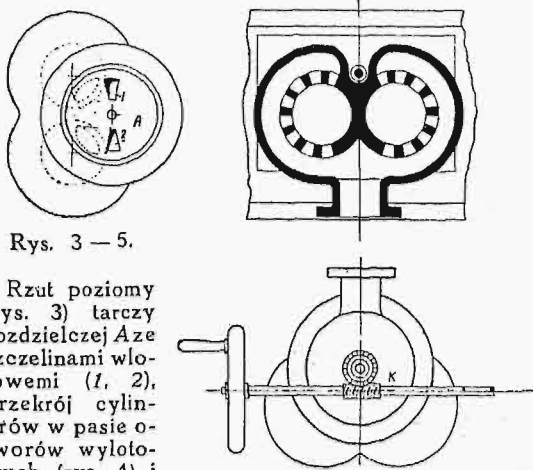
1) Zezwala na stosowanie dowolnie dużej liczby obrotów maszyny, gdyż liczba obrotów stawidła może być zredukowana w stosunku podzielnym do liczby obrotów wału maszyny; stawidło ponadto nie posiada

mas o ruchu zwrotnym, a krzywe otwarcia szczelin są daleko korzystniejsze, niż w innych rozrządach, co nie powoduje nadmiernego dławienia pary.

2) Zapewnia matematycznie prawidłowe i symetryczne działanie przy wszelkich napełnieniach,

poczynając od najmniejszych, tak przy biegu przednim, jak i wstecznym.

3) Zezwala na miarkowanie napełnienia i zwracanie biegu maszyny zapomocą jednego biernego narządu.



Rzut poziomy (rys. 3) tarczy rozdzielczej A ze szczelinami wlotowymi (1, 2), przekrój cylindrów w pasie otworów wylotowych (rys. 4) i widok mechanizmu miarkującego (rys. 5).

4) Wobec możności dowolnego odciążenia układu rozdzielczego i stosowania minimalnych napełnień, zezwala nawet w maszynach jednocylindrowych, szczególnie przy zastosowaniu prostego przelotu pary, na użycie ciśnień znacznie wyższych, niż przyjęte przy 2-krotnym rozprężaniu pary.

5) Przy ruchu maszyny luzem bez pary, na przykład na parowozach, zezwala bez udziału przepustnicy na ustawienie na szczelne przymknięcie zaworów wlotowych i ustawienie na przepuszczanie powietrza, na „by pass” zaworów wylotowych.

6) Na skutek lepszego wykorzystania cylindra i możności zastosowania większej liczby obrotów, względnie większej prędkości tłoka, wymiary cylindrów przy jednakowej mocy maszyny mogą być mniejsze, przez co cała maszyna staje się lżejszą i tańszą.

7) Prowadzenie stawideł, nawet w wypadku potrzeby wyrównania gry resorów, jak to ma miejsce na parowozach, składa się z mniejszej ilości części i jest prostsze, niż napęd jazdowy.

8) Łatwość regulowania napełnienia nie wymaga dławienia pary w przepustnicy, przez co praca jest ekonomiczniejsza.

9) Elementy wlotu i wylotu pary są od siebie niezależne, co daje możność miarkowania napełnienia w dowolnych granicach.

10) Zapewnia niezmiennosc ustawienia stawideł, nie wymagając ich sprawdzania, poza wypadkami awarii.

11) Tarcze mogą być swobodnie odciskane, co zabezpiecza cylinder od uderzeń wodnych.

W zależności od układu cylindrów i narządów rozdzielczych, maszyny z rozrządem obrotowym mogą znaleźć bardzo różnorakie zastosowanie, szczególnie tam, gdzie jest wymagana praca zmienna, lub miarkowana stała.

W chwili obecnej, poza jedną wybudowaną i pracującą na statku, która będzie opisana poniżej, w opracowaniu przez autora (łącznie z Warszawską

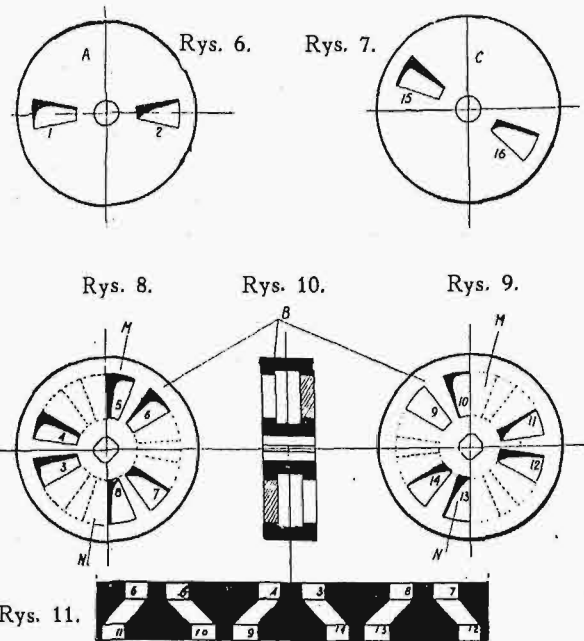
Sp. Akc. Budowy Parowozów) znajdują się cztery następujące typy: 1^o przemysłowa maszyna sprężona, na wysokie ciśnienie ze skraplaniem i automatycznym miarkowaniem napełnienia, 2^o przeciwpężna jednostopniowa, 3^o zwrotna sprężona na wysokie ciśnienie z wolnym wydmuchem i 4^o mała zwrotna maszyna dla dźwigu parowego.

Przechodząc do opisu maszyny (zastrzeżenie patentowe Nr. 34224), zbudowanej — dzięki przychylnemu stanowisku Ministerstwa Robót Publicznych — na jednym ze statków rzecznych, podaję jej konstrukcję ogólną na schematycznych rys. 1—5.

Cylindry, tłoki, korbowody, wał wykorbiony, panewki, karter i t. p. są tu typu normalnego, wzorowanego na konstrukcjach silników spalinowych. Cylindry pojedynczego działania z jednokrotnym rozprężaniem pary ułożone są dwoma blokami po dwa cylindry z korbami pod kątem 180°. Maszyna jest typu przelotowego, t. zn. wydmuch dokonywa się zapomocą samego tłoka.

Rozrząd wlotowy składa się z tarcz wirujących o wspólnym układzie dla każdej pary cylindrów.

Na rys. 2 jest podany przekrój podłużny jednej sekcji maszyny, t. j. jednej pary cylindrów. Rys. 1 podaje przekrój poprzeczny maszyny między cylindrami przez głowicę rozdzielczą. Głowa rozdzielcza A znajduje się na pokrywie cylindrów. Jest ona okrągła i posiada dwie szczeliny wlotowe 1 i 2 po jednej dla każdej pary cylindrów w postaci wycinków promieniowych o odpowiednim kącie (rys. 3). Do głowicy tej przylega tarcza rozdzielcza B, posiadająca stosowne kanały przelotowe, zakończone po obydwóch stronach szczelinami, również w postaci wycinków kołowych. Tarcza ta jest osadzona na wałku rozdzielczym pio-



Rys. 6 — 11. Układ szczelin wlotowych.

nowym szczelnie w kierunku obrotowym, ale luźno w kierunku osiowym, co zapewnia stałe dociskanie jej przez parę do głowicy.

Wałek wraz z tarczą wprawia się w ruch obrotowy zapomocą stałej przekładni od wału maszy-

ny z ilością obrotów trzykrotnie zmniejszoną. Dwukrotna przekładnia czołowa $E 1 : 3$ i P — stożkowa $1 : 1$.

Dla możności miarkowania napełnienia i zwracania biegu maszyny, układ ten uzupełnia się przez szczelne przykrycie ruchomej tarczy rozdzielczej ustawianą nieruchomo w dowolnej pozycji kierowniczą tarczą odcięć e . Tarcza odcięć ustawia się współśrodkowo nad tarczą rozdzielczą i posiada również szczeliny parowe, dostosowane do szczelin tej ostatniej.

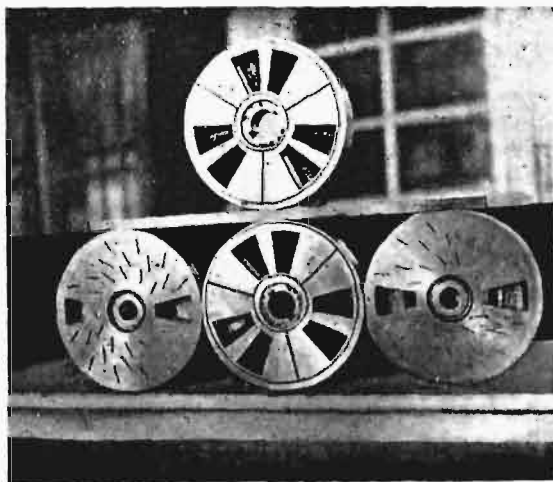
Dla określonego kierunku biegu maszyny i słopnia napełnienia cylindrów, tarcza odcięć utrzymuje się stale na miejscu, przeto jedyną ruchomą częścią pomiędzy dwiema nieruchomymi pozostaje tarcza rozdzielcza B (rys. 1).

Tarcza odcięć jest osadzona luźno osiowo i obrotowo na końcu wałka rozdzielczego D i dociska się sama do górnej płaszczyzny tarczy rozdzielczej ciśnieniem pary, jak również dociska dolną płaszczyznę tej ostatniej do gładzi.

Dla odciążenia układu, tarcza odcięć jest wykonana w postaci butli, której wewnątrz tylko łączy się z dopływem świeżej pary. Zewnętrznie szyja butli jest uszczelniona w głowicy G zapomocą opierścienienia.

Ponieważ dolna komora głowicy jest połączona rurką H ze środowiskiem wylotu, zewnętrzna powierzchnia tarcz nie jest pod ciśnieniem i może być dowolnie odciążona.

Tarcze odcięć przy miarkowaniu napełnienia i zwracaniu biegu maszyny przekręca się na potrzebny kąt zapomocą wałka I , osadzonego szczelnie obrotowo i luźno osiowo w trzonie tarczy odcięć. Wałek ten przechodzi przez jedyną bierną dławnicę J . Zapomocą przekładni ślimakowej K wałki tarcz odcięć poszczególnych par cylindrów są między sobą połączone i mogą być jednocześnie ustawiane w żądanej pozycji.

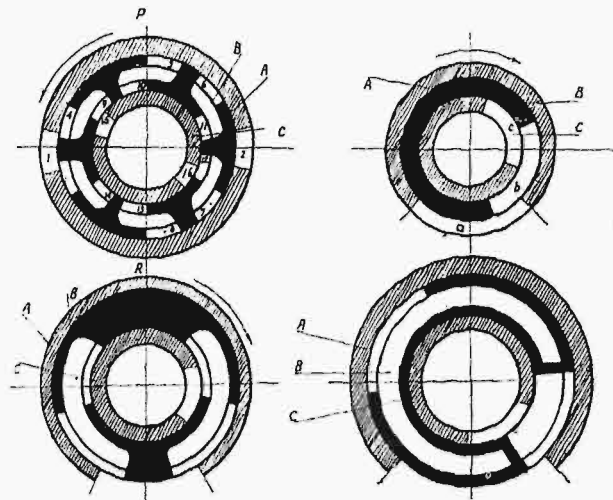


Tarcze rozdzielcze.

Rzut poziomy mechanizmu miarkującego jest podany na rys. 5, zaś rys. 4 podaje przekrój cylindrów w pasie wylotowym.

Na rys. 6—11 jest podany układ szczelin parowych. Rys. 6 podaje układ szczelin na gładzi, przyczem szczelina 1 jest połączona z cylindrem lewym, a szczelina 2 — z prawym. Rys. 7 podaje

układ szczelin na tarczy odcięć w jednej z jej dowolnych pozycji. Rys. 8 i 9 podają układy szczelin na górnej i dolnej płaszczyznach tarczy rozdzielczej. Rys. 10 podaje przekrój średnicowy tej



Rys. 12 — 15. Schematy układów rozrządu obrotowego.

tarczy po linii MN , a rys. 11 — rozwinięty przekrój kołowy wzdłuż jednej ze współśrodkowych linii, przechodzących przez szczeliny.

Dla łatwiejszej orientacji, na rys. 12 jest podany ogólny schemat układu, przyczem tarcze są pokazane w postaci analogicznych co do działania współśrodkowych kurków. Oznaczenia literowe i cyfrowe są pozostawione te same, co dla tarcz. Wlot pary w tym wypadku przewiduje się przez wydrążoną połączkę wewnętrznego kurka odcięć.

Schemat ten podaje sytuację przy biegu maszyny w kierunku, oznaczonym strzałką, przy położeniu tłoków lewego w górnym, a prawego w dolnym punkcie zwrotnym.

Cylinder prawy jest odcięty od środowiska wlotu, lewy zaś jest z niem połączony zapomocą szczelin $15-9-4-1$, w pozycji odpowiadającej kątowi przedzwrotowego wlotu. Ponieważ ruch obrotowy kurka (względnie tarczy) odcięć jest trzykrotnie zredukowany, rzeczywisty kąt przedzwrotowego wlotu jest trzykrotnie większy.

O ile wewnętrzny kurek (tarcza) odcięć zostanie przekręcony nieco w kierunku odwrotnym do biegu maszyny, to chwila początku otwarcia szczelin wlotowych, zależna od pozycji szczelin 1 i 4 oraz 2 i 8 , pozostanie bez zmiany, natomiast zamknięcie, zależne od szczelin 9 i 15 oraz 13 i 16 , nastąpi wcześniej, przez co okres wlotu i stopień napełnienia cylindra stosownie się zmniejszy.

Przy położeniu szczelin kurka (tarczy) odcięć w pobliżu linii średnicowej PR jednoczesne otwarcie zewnętrznych i wewnętrznych szczelin ustaje zupełnie i wlot pary do cylindrów nie następuje.

Przy przekręcaniu kurka (tarczy) odcięć na prawo od linii średnicowej, otrzymuje się położenie, odpowiadające wciąż wzrastającym napełnieniom cylindrów przy odwrotnym biegu maszyny, zupełnie symetryczne do otwarć przy biegu poprzednim. Rzecz jasna, że przy odwrotnym biegu maszyny kierunek obrotu tarczy rozdzielczej jest również odwrotny.

Wielkości kątowe szczelin wybiera się w zależności od pożądanego kąta przedzwrotowego wlotu, który pozostaje stałym przy wszelkich napełnieniach, oraz od zadanego możliwie największego napełnienia cylindrów.

Dla dalszego wyjaśnienia tego układu i wskazania na możliwość zastosowania obrotowego rozrządu pary do maszyn parowych o innym przeznaczeniu, podane są niżej jego prawzory.

Najprostszy układ, podany na rys. 13, może być użyty jako narząd do wlotu lub wylotu pary z jednej strony cylindra maszyny niezwrotnej przy liczbie obrotów tego narządu, odpowiadającej liczbie obrotów wału maszyny.

Jak i poprzedni, układ ten składa się z ruchomego kurka (tarczy) rozdzielczego z jedną szczeliną przelotową b , znajdującego się pomiędzy nieruchomą gładzią ze szczeliną a i ustawionym w dowolnej pozycji kurkiem (tarczą) odcięć ze szczeliną c .

Jest jasne, że zapomocą szczelin a i b wnętrza cylindra pozostaje podczas obrotu maszyny przez określony czas połączone ze środowiskiem wlotu, którego perjodyczność jest przez to zapewniona.

Przekręcając kurek odcięć w kierunku odwrotnym do ruchu kurka rozdzielczego, pozostawiamy bez zmiany początek wlotu, ale przyspieszamy zamknięcie przelotu, przez co napełnienie się zmniejsza.

Najprostszy układ zwrotny (dotychczas ani w praktyce, ani w literaturze technicznej nie wspomniany) jest podany na rys. 14 w zastosowaniu do wlotu pary do jednego końca cylindra przy liczbie obrotów odpowiadającej liczbie obrotów wału maszyny.

Działanie jego jest identyczne z układem, po-

danym na rys. 12; prostym przekręcaniem kurka (tarczy) odcięć można miarkować napełnienie i zwracać bieg maszyny. Należy się zastrzec, że w tym wypadku, zachowując szczelne przymknięcie wlotu na „stop”, mamy największe osiągalne napełnienie nie większe od $120^\circ - \varphi^\circ$, gdzie φ kąt przedzwrotowego wlotu.

Układ podany na rys. 15 dla maszyny niezwrotnej zezwala na jednoczesny rozrząd wlotu i wylotu, przy wylocie stałym i wlocie miarkowanym. Tłumacząc to na układ tarczowy, mamy wlot pod tarczami odcięć do dolnej komory głowicowej. Tego rodzaju układ najbardziej się nadaje do maszyn przeciwprężnych.

Z powyższych układów widać, o ile rozrząd obrotowy może być elastyczny w swych zastosowaniach i jak — przy odpowiednich modyfikacjach w układzie szczelin, przy stosownie zredukowanej liczbie obrotów — może być zastosowany do maszyn zwrotnych i niezwrotnych, jako jedno lub wieloprzelotowy, dla jednego lub grupy cylindrów, wreszcie jako oddzielny dla wlotu i wylotu, lub wlotowo-wylotowy.

Przy maszynach dużych o zmiennej pracy i zwrotnych, jak maszyny parowozowe, mogą znaleźć zastosowanie układy oddzielne dla wlotu i wylotu z każdej strony cylindra.

Taki układ niezależnia od siebie elementy wlotu i wylotu, zezwala na najdokładniejsze miarkowanie przy dowolnie małych napełnieniach i przy względnie nieznacznych wymiarach nie daje nadmiernego dławienia pary, przez co zezwala na lepsze wykorzystanie cylindra, względnie zmniejszenie jego wymiarów.

(d. n.).

Zastosowanie lotnictwa do zwiększenia tranzytowych głębokości Wisły^{*)}.

Napisał Inż. T. Tillinger.

a) Roboty kapitalne i roboty doraźne.

Zdajemy sobie dobrze sprawę z tego, że nasze drogi wodne, dla doprowadzenia do należytego stanu, wymagają kapitalnych robót. Sama regulacja Wisły będzie kosztowała przeszło pół miljarda złotych. Oczywiście, że tak wielkie roboty, aczkolwiek niezbędne, nie mogą być wykonane w prędkim czasie.

A przecież żegluga rzeczna bądź co bądź jeszcze istnieje, i jest nie do pomysłenia, by obecnie, do czasu ukończenia robót regulacyjnych, miała zamrzeć zupełnie, na co się, niestety, zanosi.

Oprócz więc dążenia do stopniowego, w miarę możliwości finansowych, wykonania systematycznej regulacji naszych rzek żeglownych, należałoby energicznie stosować te środki doraźne, które stosunkowo niewielkim nakładem pieniężnym wpływają na natychmiastowe ulepszenie warunków

żeglowności i zapewniają żegludze już obecnie dogodniejsze warunki egzystencji.

Jako tego rodzaju środki doraźne, należy uważać należyte wytyczenie nurtu oraz bagrowanie.

b) Znaczenie wytyczania nurtu.

Każda rzeka przedstawia szereg podłużnych głębokich odcinków (plosy), — połączonych ze sobą płytszemi, t. zw. przemiałami (rusycyzm od słowa mielizna), na których zwykle żegluga napotyka na trudności.

Plosy leżą zwykle u brzegów wklęsłych, przemiały — na przejściach z jednego plosu w drugi, — a więc przy przejściu nurtu od jednego brzegu do drugiego.

Na rzekach, obfitujących w ruchome mielizny — szlak żeglowny często musi się wic wśród tych mielizn, a często także wśród kamienistych raf. To też należyte wytyczenie nurtu na takich rzekach ma dla żeglugi ogromne znaczenie i, trzeba przyznać, jest u nas niedoceniane. Znaczenie wy-

*) Referat na I Narodowy Kongres Żeglugi.

tyczenia na szeroko rozlanej rzece rzuca się w oczy, gdy zobaczymy, jak statki, załadowane tylko na 80 cm zanurzenia, nie mogą przejść przez przemiał, gdy jednocześnie w tym samym miejscu niema brodu, i człowiek, nawet zanurzając się po szyję, nie może przejść z brzegu na brzeg. Nieraz się zdarza, że na odcinku rzeki, którego głębokość tranzytowa uznana jest na 1,20 m, jeżeli zdejmujemy szereg profili poprzecznych, okaże się, że najgłębszy punkt każdego profilu znacznie przewyższa głębokość tranzytową.

Jednakże ten pas głębszej wody jest dość wąski i nieregularnie powykrzywiany, wskutek czego trudno jest statkom odnaleźć go i utrzymać się na nim.

Oczywiście, im dokładniej ten pas będzie oznaczony, — tem większą będzie tranzytowa głębokość tego samego odcinka rzeki.

c) Systemy wytyczenia.

Na Wiśle praktykowane są rozmaite rodzaje wytyczenia.

1. W granicach Dyrekcji Toruńskiej (poniżej Włocławka) nurt oznaczony jest tylko zapomocą ustawionych na brzegu rzeki słupów, w miejscach, w których nurt zbliża się do brzegu. Wobec kilometrowej w przybliżeniu odległości słupów i szerokości rzeki 375 m, — wytyczenie takie jest niedostateczne.

Sternik musi polegać na wzrokowym odnajdywaniu mielizn na przejściach (przemiałach). co, przy niekorzystnych warunkach oświetlenia i pogody, jest utrudnione. Prowadzi to do tego, że, przy nieregularnym zaleganiu szlaku żeglugowego, niektóre przemiały muszą być praktycznie uznane o mniejszej głębokości tranzytowej, niż faktycznie istniejąca.

2. Wytyczenie zapomocą bakenów. W granicach Dyrekcji Warszawskiej wytyczenie nurtu praktykuje się zapomocą białych i czerwonych bakenów, średnio po 2,5 na kilometr. Wytyczenie to daje zupełnie dobre wyniki.

Na przestrzeni od Puław do Włocławka bakeny oświetlane są w nocy, co umożliwia żeglugę nocną. Koszt tego wytyczenia, wraz z nocnym oświetleniem, nie przewyższa zł. 500 na km rocznie.

Często bywa, że głębokości tranzytowe Wisły środkowej (nieuregulowanej) nie są mniejsze od głębokości tranzytowych Wisły dolnej (uregulowanej). W znacznej mierze należy to zawdzięczać dokładniejszemu wytyczeniu nurtu.

d) Zastosowanie lotnictwa do wytyczenia.

Należyte wytyczenie szlaku bakenami natrafia na pewne trudności, powodowane z jednej strony ciągle przesuwaniem się piasków, a z drugiej — trudnością orjentowania się z łódki na szeroko rozlanej powierzchni wody.

Najdokładniejsze plany rzeki niewiele tu są pomocne, gdyż rzeźba koryta zmienia się codzień, — a do niej musi być zastosowane wytyczenie szlaku żeglownego.

Piszący te słowa, mając przed przeszło 20 laty bezpośrednio do czynienia z wytyczeniem szlaku i bagrowaniem na górnej Woldze i Dnieprze —

nieraz myślał o tem, jak wielce miałby ułatwione zadanie, gdyby mógł wzbic się o 100 m w górę i z takiej wysokości ogarnąć wzrokiem rzekę.

Obecnie ta nierealna przed 20 laty myśl mogłaby już być urzeczywistniona.

Aerofoto, a także bezpośrednio z samolotu sprawdzanie i korygowanie wytyczenia nurtu mogłoby znacznie udoskonalić wytyczenie i doprowadzić je do nieosiągalnej przedtem precyzji.

Można być pewnym, że wprowadzenie na Dolnej Wiśle wytyczenia szlaku żeglownego zapomocą bakenów (z nocnym oświetleniem), oraz stosowanie aerofoto i lotów kontrolnych na Środkowej i Dolnej Wiśle miałoby, jako skutek, znaczne zwiększenie tranzytowej głębokości rzeki zupełnie niezależnie od bagrowania i wpływu wykonanych robót regulacyjnych.

e) Znaczenie pogłębiania.

Pogłębianie nurtu polega na wykonywaniu przekopów przez wspomniane wyżej przemiały, rozdzielające plosy. Przekopy te winny odpowiadać następującym warunkom:

1) Przekrój poprzeczny tych przekopów winien być:

- a) dostatecznie szeroki i głęboki dla żeglugi;
- b) możliwie mniejszy, ażeby jaknajmniej wpływać na obniżenie poziomu wody w położonym wyżej plosie, co pociągnęłoby za sobą również zmniejszenie głębokości na poprzednim przemiale.

2) W planie przekop winien być tak ułożony, odnośnie do kierunku prądu i ukształtowania mielizn, by mógł się jaknajdłużej utrzymać, nie będąc zamulony piaskiem. Powinien wciągać w siebie wodę od góry i odpowiednio skierowywać ją do niższej położonego plosu, licząc się jednocześnie z niezbędną trasą żeglugową.

f) Zastosowanie lotnictwa do pogłębiania.

Prawidłowe wyznaczenie przekopu możliwe jest tylko na podstawie planów warstwicznych danego odcinka rzeki, odtwarzających możliwie dokładnie rzeźbę dna przed samem przystąpieniem do robót.

W tym celu na 10—15 dni przed rozpoczęciem robót pogłębiarskich przyjeżdża na dany odcinek rzeki partja pomiarowa, która na czas nadejścia pogłębiarki opracowuje już gotowy plan. Oczywiście, że nawet w najlepszym razie od czasu zdjęcia planu do czasu wykonania robót upływa 2—3 tygodnie, często jednak więcej. Zwłaszcza na Wiśle, wskutek częstych przyborów, zadanie jest utrudnione, gdyż zmieniają one ogromnie rzeźbę dna, podnosząc przemiały i przesuwając ławice piasku.

Zastosowanie zdjęć aerofoto, dodatkowo do zdjęć przekrojów poprzecznych (już w mniejszej ilości niż do wykonania planu), ułatwiłoby ogromnie zadanie prawidłowego wytyczenia przekopów i wpłynęłoby niezawodnie na lepsze ich utrzymanie się, — dając tem pośrednio znaczne korzyści.

Na podstawie powyższego możemy dojść do wniosków następujących:

1) Możliwie dokładne wytyczenie nurtu może zwiększyć tranzytową głębokość rzeki. Wobec tego należy na Dolnej Wiśle wprowadzić wytyczenie nurtu zapomocą bakenów, jak to ma miejsce na Wiśle Środkowej, — wraz z oświetlaniem ich w nocy.

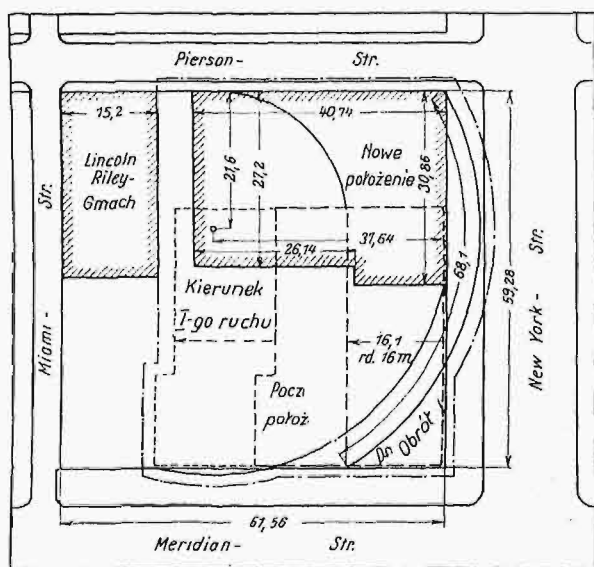
2) Dokładność wytyczenia szlaku żeglownego oraz prawidłowość wytyczenia przekopów wykonywanych pogłębiarkami mogą być zwiększone zapomocą stosowania aerofoto oraz lotów inspekcyjnych. Wobec tego należałoby podjąć próby stosowania lotnictwa do wskazanych wyżej celów.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

BUDOWNICTWO.

Przesunięcie 8-io piętrowego gmachu.

W Indianapolis dokonano przed rokiem niezwykle śmiałego przesunięcia 8-io piętrowej centrali telefonicznej na inne miejsce, co zostało spowodowane koniecznością uzyskania placu do rozszerzenia urządzeń stacji.



Rys. 1.

Budynek został najprzód przesunięty w kierunku jednej ze ścian o 16,1 m, a następnie obrócony w planie o 90° (rys. 1).

Kosztorys wykazał, że rozbiórka budynku starego i wzniesienie nowego, wraz ze wszystkimi instalacjami, pochłonęłaby b. poważną kwotę 1 800 000 dolarów, wobec

czego znakomicie się opłaciło przesunąć stary budynek, nie niszcząc jego urządzeń i instalacji.

Budynek wykończony przed 25 laty posiadał szkielet stalowy, stropy pustakowe i ściany murowane; fundamenty betonowe spoczywały na piaszczystym podłożu; ciężar gmachu wynosił 11 000 tonn.

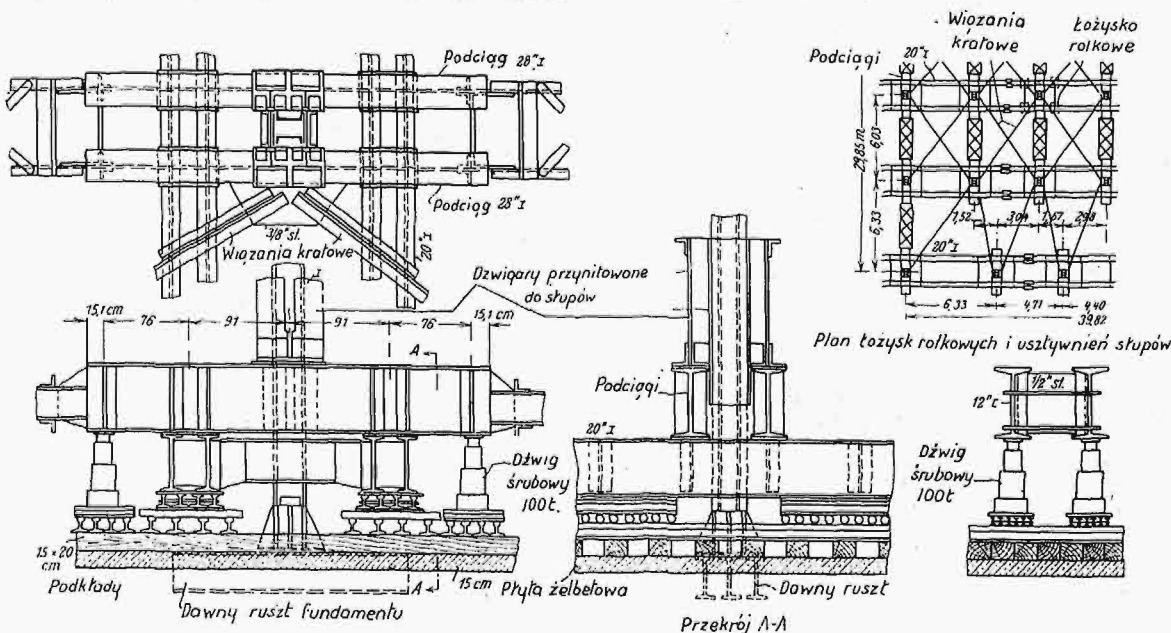
Po oczyszczeniu placu i usunięciu wszystkich przeszkód w kierunku ruchu budynku, wykonano na gruncie 15 cm żelbetową płytę, dokładnie poziomo wyrównaną, i podbetonowano najbliższe ściany sąsiedniego gmachu Lincoln-Riley; w kotłowniach i maszynowniach starego budynku, ufundowanych przeszło 3 m poniżej płaszczyzny ruchu, wykonano szereg ścian betonowych wewnątrz, następnie pomieszczenia te zasypano piaskiem i przekryto 33 cm płytą żelbetową do poziomu wspomnianej płaszczyzny ruchu.

Na płycie żelbetowej ułożono z przerwami 20 cm podkłady 15×20 cm, do których przymocowano szyny kolejowe.

W dolnym końcu każdego słupa wykonano ruszt o specjalnej konstrukcji, a wszystkie ruszty usztywniono ze sobą w planie wiązaniami kratowymi.

W celu postawienia słupów na ruszty, spełniające rolę wózków, toczących budynek po rolkach, musiano jednocześnie podnieść słupy ze starych fundamentów zapomocą dźwignów śrubowych o 5—6 mm i następnie opuścić je na ruchome części ruszty (rys. 2). Pierwsze przesunięcie prostoliniowe o 16,1 m dokonane zostało zapomocą 18 dźwignów śrubowych ręcznych w ciągu 4 dni; poszczególne dźwigi wywierały nacisk poziomy 10—12 tonn. Obrót budynku dokonany został zapomocą dźwignów śrubowych i linowych w ciągu 8 dni.

W czasie przesuwania gmachu wszystkie rury kanalizacyjne, wodociągowe, gazowe i przewody telefoniczne budynku połączone przewodami ruchomymi z odpowiednimi sieciami miejskimi, dzięki czemu działanie tych instalacji



Rys. 2.

cyj nie zostało przerwane ani na chwilę, a centrala telefoniczna działała bez żadnej przerwy. (Engineering News-Record, tom 107, 1931 r.) W. Ż.

GOSPODARKA ENERGETYCZNA.

Zakłady pompowe do zasilania energią Paryża.

Paryż jest zasilany energią z elektrowni ciepłych, które są połączone przewodem 220 kV z zakładami wodno-elektrycznymi o mocy 100 000 kW. Obecnie ma być wybudowany nowy przewód dalekosiężny, który podwoi moc powyższą i połączy sieć istniejących elektrowni z zakładem, budowanym w dolinie Loire'y w m. Jargeau, gdzie utworzone będą 2 jeziora o powierzchni 15,2 km² i o różnicy poziomów 28 m. Instalowany tu zakład pompowy da energię na pokrycie szczytów zapotrzebowania. Aczkolwiek instalacja ta będzie bardzo kosztowna, to jednak uważana jest za konieczną i pilną, dla zabezpieczenia zasilania prądem Paryża i kolei Paryż—Orlean. (Engineer, 29 stycznia r. b., str. 143).

METALoznawstwo.

Wpływ zanieczyszczeń na miedź.

W dalszym ciągu prac nad powyższym zagadnieniem przeprowadzono badania nad wpływem antymonu, względnie antymonu i arsenu na miedź.

O wpływie antymonu na własności miedzi możemy znaleźć w literaturze światowej szereg poważnych prac. Często łącznie z antymonem badano i inne zanieczyszczenia. Naprz. Hampe badał wpływ Sb i O oraz Sb i As. Stwierdził, iż antymon daje stopy tak samo ciągliwe, jak i stopy z arsenem, lecz mniej twarde. Poza to badał wpływ domieszek antymonu na wrażliwość miedzi na wyższe temp. Hiorns stwierdza, iż miedź z arsenem i antymonem, lecz bez tlenu, lepiej daje się walcować na zimno, aniżeli miedź jedynie z dodatkiem Sb. Hiorns i Lamb doszli do wniosku, iż w drutach ciągniętych na zimno ilość Sb nie powinna przekraczać 0,6% i że antymon do 0,2% nieznacznie wpływa na kujność miedzi. Archbutt twierdzi, iż 0,1% Sb w miedzi wolnej od tlenu nie wpływa na obróbkę na zimno i na gorąco. Stop z 0,1% Sb i 0,4% As jest twardy, lecz daje się dobrze kuć. Szczegółowo zbadał wpływ Sb na własności kuźnicze i walcownicze miedzi F. Johnson. Według niego, antymon znajduje się w miedzi pod postacią: 1) częściowo roztworu stałego, 2) częściowo, jako nierozpuszczalne połączenie z tlenem. Lewis znalazł w miedzi handlowej jedynie ślady antymonu, nie pozostające jednak bez wpływu na własności mechaniczne tworzywa. Stahl uważa, iż 0,3—0,4% Sb podnosi twardość i ogólne własności metalu i że naogół wpływ Sb jest podobny do wpływu As. Obecne badania Archbutta i Prytherch'a obejmowały zakres do 0,85% antymonu, przyczem domieszki inne występowały w minimalnej ilości. Ilość, naprzykład, tlenu nie przekraczała 0,02%. Do wytopu stopu użyto miedzi katodowej i stopu Sb—Cu z 30% Sb. Topiono w piecu elektrycznym indukcyjnym wysokiej częstotliwości, w próżni, pod warstwą węgla drzewnego. Temp. odlewu wynosiła 1150°C. Odlewy wykonano o średnicy $\varnothing 1 \frac{1}{16}'' \times 12''$. Wałki powyższe podgrzewano przez 30 minut w temp. 800°C, poczem walcowano na gorąco do średnicy $\frac{1}{8}''$. Następnie znowu wyżarzano w temp 700° w ciągu 30 minut, studzono na powietrzu, bajcowano i walcowano na zimno na średnicę $\frac{5}{8}''$. Na gorąco dały się walcować stopy do 0,47% Sb, na zimno walcowano wszystkie badane stopy bez trudności.

Ciężar właściwy odlewów wahał się od 7,86 do 8,81. Wahania te należy przypisać wpływowi tlenu. Gęstość zaś walcowanych stopów leżała pomiędzy 8,89—8,92. Wytrzymałość prętów walcowanych na gorąco, a następnie na zimno, podnosi się przy zawartościach Sb do 0,22% bez zmniejszenia wydłużalności, względnie przewężenia, przyczem osiąga się R do 37,8 kg/mm² przy $A = 19,2\%$. Te same próbki wyżarzane też nie wykazały zmniejszenia wydłużenia przy podniesionej wytrzymałości. Próbka wyżarzona (po walcowaniu na gorąco i na zimno) dała $R = 23,5$ kg/mm² przy $A = 67\%$. Naogół miedź z małą ilością antymonu wykazuje własności takie same, jak z taką samą ilością As, lecz wyższe ilości Sb ($> 0,22\%$) wpływają wyraźniej od As. Stop z 0,85% Sb walcowany na zimno dał $R = 49$ kg/mm² przy $A = 13,6\%$. Próby na udarność wykazały pewien jej wzrost w stopach walcowanych na zimno, zawierających do 0,47% Sb, oraz walcowanych na gorąco i zimno do 0,22% Sb. Próby na zmęczenie wykazały wzrost wytrzymałości ze wzrostem zawartości antymonu do 0,47%. Dodatek antymonu powoduje podniesienie temp. wyżarzania dla stopów walcowanych na zimno. Pod tym względem wpływ antymonu jest wyraźniejszy niż arsenu. Wpływ antymonu w małych ilościach na przewodność elektryczną jest identyczny do działania arsenu; spadek zaś przewodności przy większej ilości Sb jest znacznie mniejszy, anieli przy takiej samej ilości As.

Pierwsze badania układu Sb—Cu prowadził Baikoff, który nie ustalił granicy rozpuszczalności Sb w Cu. Później Carpenter ustalił rozpuszczalność na około 8% Sb. Badania autorów wykazały, iż granica rozpuszczalności antymonu w miedzi leży około 10% antymonu.

Wpływu domieszki antymonu na makrostrukturę stopów nie stwierdzono. Badania mikroskopowe wykazały obecność jakiegoś innego, poza roztworem stałym, składnika. Ponieważ rozpuszczalność antymonu leży znacznie wyżej, należy uważać ten składnik za połączenie antymonu z małymi ilościami tlenu.

Porównując tę pracę z pracami poprzednimi, w których uwzględniano brak tlenu, widzimy, iż potwierdza ona poprzednie wyniki. Jako następane badania, wykonano próby z antymonem i arsenem jednocześnie.

Podobnie jak przy próbach ze Sb, do wytopu użyto miedzi elektrolitycznej, stopu antymonu z miedzią (z 50% Sb) oraz stopu arsenu z miedzią (33% As). Wykonano stop w piecu indukcyjnym wysokiej częstotliwości, w próżni, pod warstwą węgla drzewnego. Podczas odlewania chroniono metal od utlenienia strumieniem azotu. Temp. odlewu wynosiła 1150°C. Stop wykonano o składzie Sb od 0,045 do 0,50%; As od 0,049 do 0,55, ilość zaś tlenu nie przekraczała 0,019%. Próbki $\varnothing 1 \frac{1}{16}''$ walcowano na gorąco na $\varnothing \frac{1}{8}''$, podgrzewając w ciągu $\frac{1}{2}$ godz. w temp. 800—850°C. Następnie wyżarzano, bejcowano i walcowano na zimno na $\varnothing \frac{2}{3}''$. Stopy dały się walcować na gorąco i na zimno bez trudności. Ciężar właściwy odlewów waha się od 8,5 do 8,7, zależnie od jakości odlewu, zaś stopów walcowanych 8,88 do 8,92. Antymon dodany do stopów Cu—As podnosi i R i A , szczególnie w próbkach wyżarzonych. Wpływ ten widać zarówno w temp. normalnych, jak i w wyższych (250°). Naprzykład stop z 0,51% As i 0,048% Sb wykazał w temp. pokojowej $R =$ około 23 kg/mm² (walcowany, potem wyżarzony) przy $A = 57,6\%$, gdy taki sam stop, lecz zawierający 0,53% Sb, przy takiej samej ilości As, ma $R \cong 25$ kg/mm² przy $A = 62,0\%$. W temp. 250° ostatni stop ma $R \cong 20$ kg/mm². Naogół antymon wyraźniej wpływa na stopy miedzi ze stałą ilością arsenu, aniżeli arsen na sto-

py miedzi ze stałą ilością antymonu. Wpływ Sb i As jednocześnie najwyraźniej uwidacznia się w stopach walcowanych ze wzrostem stopnia zwałowania. Przewężenie wynosiło 50—30%, zaś dla stopów wyżarzonych ok. 70%. Wyraźnego wpływu na udarność składniki powyższe nie wywierają. Granica zmęczenia raptownie wzrasta ze wzrostem ilości antymonu i w mniejszym stopniu ze wzrostem arsenu. Arsen i antymon wywierają ujemny wpływ na przewodność elektryczną, przyczem wpływ arsenu jest znacznie większy. Temp. wyżarzania leży pomiędzy 350—400°C, przyczem As nie podnosi temp. wyżarzania, wpływa raczej jedynie antymon. Wpływu obu składników na makrobudowę nie stwierdzono; w mikrostrukturze widać ślady nowego składnika.

Naogół wpływ antymonu jest wybitniejszy niż wpływ arsenu. Oba składniki łącznie wykazują wyraźniejszy wpływ niż każdy składnik wzięty osobno. (J. Inst. Met. 1931/I, tom XLV, str. 265—305).
E. P.

MOSTOWNICTWO.

Rekordowo szybka budowa mostu wiszącego.

Na rz. Ohio w m. Maysville (Stany Zjedn.) zbudowano most wiszący, o głównym przęśle rozpiętości 322 m w świetle. Obie wieże stalowe, o wysokości 65 m nad poziomem wody i o ciężarze 320 t, zmontowano w ciągu 8 dni. Obydwa kable, o średnicy 356 mm, spleciono i przeciągnięto przez rzekę w ciągu 9 dni. Do montażu wież użyto masztu, oparłego na rusztowaniu pływającym o wysokości 61 m; maszt miał 38 m długości. Bębny linowe wciągników ustawiono na wspomnikowym pomoście u podnóża wież. (Engg. News-Rec. 1932, str. 46/50).

Listy do Redakcji.

W sprawie organizacji administracji państwowej w dziedzinie gospodarstwa wodnego.

W Nr. 13, 14 Przeglądu Technicznego z dn. IV.32 r. p. inż. W. Kollis zamieścił artykuł p. t. „Organizacja administracji państwowej w dziedzinie gospodarstwa wodnego”, w którym wypowiada poglądy, wymagające natychmiastowej odpowiedzi i oświetlenia z innej strony.

P. inż. W. Kollis jest hydrologiem i — jako taki — sprowadza zagadnienia gospodarki wodnej do uregulowania ścieku wód. Uważa, że poznanie „bilansu pasywów i aktywów wodnych przychodów i strat” danego dorzecza jest rzeczą najważniejszą, tą właśnie treścią, której poznanie pozwoli mu na tworzenie schematów odpowiedniego aparatu administracyjnego. Wobec tego gładko dochodzi do wniosku, że nawet budowa dróg wodnych jest zagadnieniem par excellence hydrologicznym.

Nie potrzebujemy dowodzić, jak dalece poglądy te są jednostronne!

Z lekkim sercem inż. Kollis wypowiada zdanie, że dróg wodnych nie można skojarzyć w jedno „pojęcie komunikacji z kolejami żelaznymi”, — gdyż dla dróg wodnych kwestja taryfowa „jest kwestją ostatecznej wagi”, — nie wiedząc, zapewne, że nie tylko u nas, ale zwłaszcza tam, gdzie żegluga wewnętrzna jest silnie rozwinięta, kwestja ta jest właśnie kwestją bytu tej żeglugi i przedmiotem zajadłej i upartej walki, której odgłosy nie doszły do cichego gabinetu Szanownego Autora. Nic też dziwnego, że ani żegluga, ani jej spraw, ani robót, mających na celu umożliwienie jej egzystencji, w schemacie organizacji gospodarstwa wodnego podanej przez p. Kollisa nie ma wcale.

Praktyka i doświadczenie, zwłaszcza przykłady organizacji gospodarstwa wodnego w innych krajach, wskazują, że wszelkie wody płynące mogą być podzielone na dwie główne grupy:

A) Potoki i rzeczki mniejsze, nie mające znaczenia dla żeglugi i

C) Rzeki żeglowne.

Pomiędzy grupą A i C stoi grupa B, rzeczek pośrednich, na których odbywa się spław, lub które, po należytem uregulowaniu, mogą stać się rzekami żeglownymi. Ścisłej granicy między temi grupami niema.

Do grupy A może być stosowany pogląd p. Kollisa, traktujący te rzeki, jako ściek dla wód atmosferycznych.

Natomiast grupa C, mająca znaczenie jako drogi wodne, musi być traktowana zupełnie inaczej.

I tu musimy zauważyć, że sieć ścieków głównych danego terytorjum bynajmniej nie utożsamia się z siecią dróg wodnych.

Ta ostatnia składa się z rzek żeglownych, jezior, kanałów i rzek skanalizowanych, t. j. rzek i rzeczek stosunkowo nieznacznych, które przez odpowiednią przebudowę stają się arterjami komunikacyjnymi o znaczeniu nieraz większem, niż rzeki swobodnie płynące (np. u nas — Noteć skanalizowana i Bug, Niemen lub Dniestr).

We Francji przeważną część dróg wodnych stanowią kanały żeglugi. Również w Niemczech i Rosji stanowią one bardzo poważną część ogólnej sieci dróg wodnych. W Polsce najintensywniejsza żegluga ma miejsce na Martwej Wiśle, która dla ścieku wód nie odgrywa żadnej roli.

Zachodzi pytanie, czy rzekę żeglowną należy traktować przede wszystkim jako ściek wód atmosferycznych, — nadający się do użytku dla żeglugi — czy też jako drogę wodną, — mającą oprócz swego zadania komunikacyjnego zabezpieczyć także bezpieczny ściek wód?

Aby tę sprawę dobrze zrozumieć, zwróćmy się do przykładu z naszego smutnego doświadczenia:

Dolną Wisłę uregulował rząd pruski, mając na celu przede wszystkim zadania meljoracyjne: zabezpieczenie brzegów od rozmywu, ułatwienie ścieku wód, obwałowanie nizin. Wydano około 800 000 zł. na kilometr rzeki i w rezultacie cel meljoracyjny został osiągnięty, lecz warunki żeglowności mało się polepszyły i głębokości tranzytowe na tej części Wisły są prawie te same, co na zupełnie dzikiej części Wisły od Modlina do b. granicy pruskiej. Za te same pieniądze, nie wydając ani grosza więcej, lecz przy wykonaniu regulacji, mając na względzie przede wszystkim interesy żeglugi, można było, nie pogarszając w niczem warunków ścieku wód, otrzymać daleko lepszą drogę wodną.

Obecnie doprowadzenie tak uregulowanej rzeki do stanu, odpowiedniego dla dobrej drogi wodnej, będzie kosztowało wiele dziesiątków milionów.

A teraz uprzytomnijmy sobie, że mamy przed sobą zadanie uregulowania Wisły Środkowej i wielu jej dopływów, a także Warty górnej i całego dorzecza Prypęci, Niemna i t. d. Licząc oszczędnie, wymaga ono około miljarda złotych. W zależności od tego lub innego kierownictwa przy prowadzeniu tych robót, możemy w rezultacie otrzymać sieć pierwszorzędnych dróg wodnych, albo też, wydawszy nawet znaczniejsze sumy, niewiele pod względem komunikacyjnym polepszyć warunki istniejące.

Mylił się p. Kollis, uważając, że budowa dróg wodnych jest zadaniem par excellence hydrologicznym. Hydrologja jest tylko nauką pomocniczą przy ich budowie i eksploatacji. Drogi wodne winny być, jak i koleje, traktowane, jako ważne arterje komunikacyjne. Należy bowiem pamiętać, że tam, gdzie są one należycie wyzyskiwane, gęstość przewozu na nich nietylko dorównywa, ale przewyższa gęstość przewozu na kolejach.

W tych wypadkach, kiedy droga wodna jest tworzona przez rzekę, roboty przy ulepszeniu i utrzymaniu tej drogi powinny mieć na celu również wymagania zabezpieczenia należytego ścieku wód. Tu spotykają się zadania zarządzania drogą wodną z zarządzaniem ściekami, które tylko ma na widoku p. inż. Kollis. Również i przy budowie sztucznych dróg wodnych — kanałów — kanalizacji rzek i zbiorników retencyjnych do zasilania rzek, — hydrologja ma duże znaczenie. Ma ona jednak także duże znaczenie i przy budowie kolei żelaznych i dróg kołowych, mianowicie przy obliczaniu otworów mostów i przepustów. Jest więc hydrologja nauką pomocniczą przy budowie arterji komunikacyjnych, narówni z mechaniką budowlaną i innymi naukami inżynierskimi, bez których projektów tych wykonać nie można. Ale nikt jeszcze nie dowodził, że budowa kolei żelaznych jest zadaniem par excellence metalurgji żelaza.

Przechodząc do tak ważnej przy projektowaniu administracji gospodarki wodnej kwestji eksploatacji dróg wodnych, należy zauważyć, że i tu służba hydrograficzna na drogach wodnych jest tylko służbą pomocniczą, analogiczną do służby telegrafu na kolejach. Zadaniem jej praktycznym jest podawać i przepowiadać stany wód, obliczać objętości zasilania (przy sztucznej alimentacji), słowem dawać materiał dostateczny do orjentowania się w możliwym na najbliższe dnię zagłębieniu statków.

Eksploatacja dróg wodnych wymaga utrzymania w należytych stanie wykonanych robót regulacyjnych i innych czynności i dokładnego wytyczenia nurtu, utrzymywania pewnych głębokości na przemiałach zapomocą bagrowania, nadzoru i reglamentowania żeglugi, urządzenia i eksploataowania portów, sygnalizowania głębokości tranzytowych, przyborów, ew. w razie istnienia zbiorników zasilania rzeki stosownie do potrzeb żeglugi. Zarówno jak eksploatacja kolei nie mogłaby być prowadzona przez starostwa w granicach każdego powiatu, tak samo i eksploatacja drogi wodnej należy być prowadzona powinna obejmować pewne dłuższe linie komunikacyjne wodne, zarządzane fachowo.

Budowa sztucznych dróg wodnych nie może być traktowana, według inż. Kollisa, jako zadanie par excellence hydrologiczne. Powinna być ona prowadzona nie tam, gdzie ze względów hydrologicznych to jest dogodnie, lecz tam, gdzie ze względów ekonomicznych całości sieci komunikacyjnej państwa (wodno-kolejowej) budowa taka jest wskazana, a pod względem technicznym możliwa.

Podany przez p. inż. Kollisa podział administracyjny dróg wodnych według województw nie daje możliwości skoncetrowania w jednym fachowem ręku większych linii komunikacyjnych wodnych i rozprasza je na mnóstwo urzędów, które nie będą w stanie traktować dostatecznie fachowo różnorodnych zadań. Omyłki będą kosztowały miliony.

Zresztą, jak podzielić pomiędzy województwa Wisłę lub Bug, który na długich przestrzeniach stanowi granicę województw? Jak podzielić racjonalnie kompetencję np. Zarządu Dróg Wodnych w Wyszкові, obejmującego cały Bug na przestrzeni 5 województw?

Inż. T. Tillinger.

Odpowiedź autora.

Odpowiedź p. inż. T. Tillingera na mój artykuł pod powyższym tytułem przestudowałem z tem większą uwagą, że pochodzi od hydrotechnika, którego wiedza, wioleletnie doświadczenie techniczne na terenach dawnej Rosji oraz nieustrudzona działalność na polu propagandy budowy sztucznych dróg wodnych w Polsce są powszechnie znane i przez wszystkich cenione.

Jeśli tytuł, którym opatrzył swoją odpowiedź p. inż. Tillinger, ma być wyrazem intencji i poglądów jej autora, w takim razie muszę skonstatować, że mówimy niestety o rzeczach różnych. Szanowny Oponent porusza tylko tę część spraw, związanych z gospodarstwem wodnym, która dotyczy żeglugi, traktuje ją przytem, jako zagadnienie całkiem odrębne.

Zdaniem p. inż. Tillingera, praktyka wykazała, że wszelkie wody płynące mogą być podzielona na „rzeczki mniejsze, nie mające znaczenia dla żeglugi”, rzeki żeglowne oraz „rzeczki pośrednie, na których odbywa się spław”.

Ze taki podział właśnie w praktyce jest trudny do przeprowadzenia, jeżeli nie wykluczony, stwierdza sam p. inż. Tillinger, mówiąc, że „ściślej granicy między temi grupami niema”. Korzystając z dalszych wywodów. Szan. Oponenta, musimy nawet dojść do wniosku, że podany sztuczny podział nie posiada żadnego znaczenia praktycznego, skoro „rzeczki stosunkowo nieznaczące”, jak słusznie zauważył p. inż. Tillinger, „przez odpowiednią przebudowę stają się arterjami komunikacyjnymi o znaczeniu nieraz większem, niż rzeki swobodnie płynące”.

Jak przeprowadzić ten podział, naprzykład na Sanie, który jest przecież „rzeczką mniejszą”, „rzeczką pośrednią” oraz rzeką żeglowną? Wreszcie jakie znaczenie praktyczne posiadać może ten podział, skoro identyczne co do materiału lub sposobu wykonania tamy faszynowe raz służą celom regulacji t. zw. meljoracyjnej, a o parę kilometrów niżej, przez erozję, wywołaną podobnymi urządzeniami, — wytworzyć mają drogę wodną?

Dlatego właśnie twierdziłem i twierdząc, że rzeka nie może być racjonalnie administrowana jednocześnie przez dwa ministerstwa, naprzykład Rolnictwa i Komunikacji, gdyż,

mimo różnic celów, korzystać wypada z jednakowych metod pracy przy wykonywaniu robót oraz tych samych czynności dla utrzymania ich w należytych stanie.

Mówiąc o związku różnych dziedzin techniki z hydrologią, nie przypuszczam, by p. inż. Tillinger wierzył w to, że pomiędzy budownictwem mostowem, kolejowem lub drogowem a hydrologią istnieje tyleż punktów styczności, co pomiędzy hydrologią a różnymi dziedzinami hydrotechniki. Mimo wspólności celów dróg wodnych i komunikacji kolejowych, grupa zagadnień z dziedziny dróg wodnych głęboko tkwi w hydrotechnice, tak jak „meljoracyjna” regulacja rzek o wiele więcej ma wspólnego z drogami wodnymi, niż z rolnictwem; lub wyzyskanie sił wodnych o wiele więcej z hydrotechniką, niż z zagadnieniami ogólnie-energetycznymi.

Dlatego w schemacie mym wszystkie prace hydrotechniczne, wypływające z istoty gospodarstwa wodnego, tworzą nierozdzielalną całość.

Jak się ma nazywać ministerstwo, w którym się znajdują te sprawy, jest rzeczą obojętną. Jeśli ma być dokonany wybór pomiędzy urzędami, niewątpliwie mogłaby być mowa tylko o urzędzie technicznym, a więc — w wypadku konkretnym — o Ministerstwie Komunikacji.

Z braku miejsca pominię wszystkie kwestje, posiadające charakter raczej akademickiego sporu. Pozwolę sobie tylko zestawić jeden ustęp wyjęty z mego artykułu z odnośnym zdaniem Szan. Oponenta. Pisalem: „budowa dróg wodnych, jakkolwiek wychodzić musi z przesłanek potrzeb gospodarczych, technicznie jest wykonalna tylko w pewnych hydrologicznych warunkach”. Według p. inż. Tillingera nie mam racji, gdyż budowa dróg wodnych „winna być prowadzona nie tam, gdzie ze względów hydrologicznych to jest dogodnie, lecz tam, gdzie ze względów ekonomicznych całości sieci komunikacyjnej państwa budowa taka jest wskazana, a pod względem technicznym możliwa”. A więc, na czym polega między nami różnica?

Natomiast jeśli chodzi o rolę dróg wodnych w gospodarstwie narodowem lub wodnym, pogląd mój istotnie daleko odbiega od poglądów Szanownego Oponenta.

Szybki rozwój sztucznych dróg wodnych już stosunkowo dawno został zahamowany. We Francji kanały żeglugi stanowią wprawdzie poważną (nie przeważną!) część ogólnej sieci dróg wodnych, jednak większość ich zbudowana została dawno i nie wszystkie dotąd są unowocześnione. W Rosji, którą znam od północnego Nowgorodu aż do wschodniej Syberji, kanały bynajmniej nie stanowią nawet poważnej części dróg wodnych, bowiem posiada ona olbrzymie rzeki na znacznych długościach z natury żeglowne. Większość sztucznych dróg wodnych powstała tu w XVIII lub początku XIX wieku. Nowoczesne (w pojęciu przedwojennem) przedsięwzięcie techniczne Rosji, kanał Ob-Jenisiej, mam wrażenie, byłby może zbyt jaskrawym przykładem roli polityki taryfowej w drogach wodnych.

W Polsce żegluga śródlądowa bynajmniej nie rozwija się w tem tempie, by wymagała pilnej budowy sztucznych dróg wodnych. Statystyka przewozowa na wodach kresowych, podana przez inż. Bosiackiego¹⁾, wykazała nietylko ogromnie słaby ruch, lecz zanotowała wyraźne pomijanie dróg wodnych przez przewozy drzewne. Ze trudno oczekiwać wielkiego nasilenia ruchu wodno-komunikacyjnego, mówi też inż. Sztolcman²⁾. P. inż. Tillinger nawoływał do rychłej budowy kanału węglowego, jednak prof. Rybczyński³⁾ wyraził pogląd, że — poza wysokością niezbędnego kapitału inwestycyjnego (około 0,75 miljarda zł.) — jest wiele innych względów, przemawiających przeciwko natychmiastowemu podjęciu budowy tego kanału. Najlepszą odpowiedź dało już życie.

Praktyka wykazała, że w nowoczesnych warunkach gospodarczych oraz przy dzisiejszym stanie techniki komunikacyjnej budowa dróg wodnych rentuje się wtedy, gdy jest traktowana łącznie z innymi zagadnieniami gospodarstwa wodnego, a więc z wyzyskaniem korzyści meljoracyjnych lub energetycznych. Zatem prace techniczne sprowadzają się do

¹⁾ B. Bosiacki. Charakterystyka przewozów towarowych i gospodarki na polskich drogach wodnych wschodnich w r. 1925. Przegl. Techn., 1926.

²⁾ S. Sztolcman. Przewozy na drogach wodnych w Polsce. Czasop. Techn., 1930.

³⁾ M. Rybczyński. Eksport węgla drogą wodną. Przegl. Techn., 1929; M. Rybczyński. Koszty transportu na drogach wodnych. Przegl. Techn., 1929.

regulacji, względnie kanalizacji rzek. Traktowanie zaś zagadnień wodnych w płaszczyźnie czysto komunikacyjnej, w moim skromnym mniemaniu, należy nie tyle do przyszłości, co do przeszłości.

Nie pomogą tu taryfy wobec istnienia organicznych wad wodnej komunikacji, jakimi są: sezonowość, powolność, mała elastyczność lub nawet niemożliwość zmian kierunku przewozów, co przy częstych zwrotach konjunkturnych jest jedną z największych wad. Dlatego mówiłem i mówię, że polityka taryfowa jest tu kwestją ostatecznej wagi.

Odpowiedź p. inż. Tillingera nie tylko nie obaliła, lecz wręcz potwierdziła mój wniosek, że gospodarstwo wodne i będące w związku z nim prace hydrotechniczne nie mogą być dzielone pomiędzy kilkoma urzędami. Właśnie wtedy unikniemy błędów w rodzaju wadliwej regulacji dolnej Wisły przez Niemców, które to błędy zależą nie tyle „od tego lub innego kierownictwa”, ile od braku kierownictwa jednolitego.

Obserwując życie nie tylko przez okno cichego gabinetu, w którym Szanowny Oponent był łaskaw zamknąć moje prace, lecz wsłuchując się w zgiełk „zajadłych i upartych walk”, starałem się w miarę moich skromnych umiejętności uchwycić rytm postępujących naprzód kroków tego życia. Stykając się przez 7 lat z rządu z pracami Zarządów Wodnych bezpośrednio w terenie, doszedłem do wniosku, że istniejąca organizacja administracji wodnej daleka jest od stanu doskonałości. Nie znaczy to, oczywiście, że mój schemat organizacji (rys. 2) jest bez zarzutu. Zastrzegłem zresztą potrzebę szczegółowych studiów w tym kierunku. Żałuję więc, że w odpowiedzi p. inż. Tillingera nie znalazłem niestety Jego pozytywnego poglądu w tej sprawie.

Inż. Władysław Kollis.

Bibliografia.

Tablice momentów statycznych i bezwładności blach i kątowników używanych w mostownictwie i budownictwie stalowym. Prof. Dr. Inż. Andrzej Pszenicki. Nakł. Komitetu Wydawniczego Podręczników Akademickich. XVI + 593 str. Warszawa 1932.

Dzieło wydane przez prof. Pszenickiego jest odpowiednikiem analogicznych tablic niemieckich, rosyjskich i innych. Nietylko jednak odpowiednikiem, jest bowiem bezporównania kompletniejsze, wygodniejsze, a przede wszystkim dostosowane do naszych potrzeb i warunków. W tablicach zostały ujęte oba sortymenty używane u nas: niemiecki i rosyjski. Niestety bowiem sortyment nasz nie został jeszcze znormalizowany, co zresztą w konsekwencji zwiększyć musiało pracę około przygotowania tych tablic.

Autor przyjął układ tablic następujący: Sortymenty. Momenty statyczne. Momenty bezwładności.

W sortymentach umieścił wszystkie dane, dotyczące stali uniwersalnej i blach, normalny sortyment rosyjski i niemiecki, przyczem ujął zarówno profile walcowane w Polsce, jak też i niewalcowane, podkreślając, które należą do tej drugiej kategorii. Wreszcie w tej części podał tablice pomocnicze, dotyczące obliczania prętów na wyobczenie, wymiarów i obliczania nitów, zestawienie kątowników, dla których obliczono momenty statyczne i momenty bezwładności, wreszcie bardzo pomocne przy pierwszym przybliżonym obliczaniu przekrojów mostów kratowych, przybliżone promienie bezwładności przekrojów złożonych wedle wzorów amerykańskich.

Momenty statyczne i momenty bezwładności ułożone są dla blach pionowych o grubości 6 do 16 mm, zaś wysokości 90 do 1500 mm, dla poziomych o grubości 8 do 17 mm, 20, 30, 40, 50 mm i odległości od osi od 0 do 1500 mm. Następnie ujęto kątowniki równoboczne i nierównoboczne dla jednego ramienia poziomego, drugiego zaś pionowego, zwróconego tak w górę, jakoteż w dół. Z uwagi na nieznaczną różnicę między wymiarami sortymentu niemieckiego i rosyjskiego, tablice mogą służyć tak dla jednego, jakoteż dla drugiego.

Wobec ogromu pracy i objętości tablic, autor — w przeciwieństwie do odpowiednich wydawnictw niemieckich

— nie podał wzorów, dotyczących wytrzymałości materiałów i statyki budowli. Uważać to należy za dobrą innowację, gdyż istnieje wiele podręczników, podających te wzory, i są one w rękę każdego inżyniera-konstruktora. Podawanie ich jeszcze raz byłoby zatem nietylko bezcelowe, ale także zwiększyłyby niepotrzebnie objętość i koszty książki.

Układ tablic jest jasny, przejrzysty i łatwo dostępny. Tablice, owoc niezmiernie żmudnej pracy, podane są dla odstępów znacznie gęściej branych, niż widzimy to w tablicach innych. Ułatwia to niezmiernie projektowanie i szybkie dobranie odpowiedniego przekroju. Granice, do których obliczono odpowiednie wielkości, ujmują wypadki, zdarzające się w mostownictwie i budownictwie.

To też książka powitana będzie z radością, tak przez inżynierów-konstruktorów, jako też przez studentów politechnik.

Wydaniem tych tablic oddał autor wielką przysługę polskiej technice konstrukcyjnej.

St. B.

Techniczny Kalendarz Samochodowy. Praca zbiorowa, bezimienna. Str. 4 + 655. Rysunków 470. Nakładem Koła Samochodowego przy Stowarzyszeniu Techników Polskich. Warszawa, 1932. Cena zł. 10.

Pierwszą tego rodzaju publikację polską powitać wypada z uznaniem, specjalną zasługę przypisując inicjatorowi i redaktorowi omawianego kalendarza, z tego choćby względu, że jest to pierwszy w Polsce podręcznik z zakresu automobilizmu, stojący na poziomie, nadającym się do krytyki w czasopiśmie technicznym.

Poszczególne działy pod względem jakości opracowania różnią się od siebie znacznie. Np. dział matematyki i fizyki wydaje się stanowczo zbyt pobieżny. Działy: kół zębatach, normalizacji, warsztatowy, podwozia i nadwozia, materiałów (z wyjątkiem paliw i smarów), elektrotechniki i ogólny opracowane są naogół bez zarzutu. Tem dziwniejszy wydaje się słabszy poziom działu o silnikach, zwłaszcza ustęp o gaźnikach, którego niektóre ustępy są niezrozumiałe, całość wyraźnie wzorowana na katalogach firmy Zenith i traktująca wyłącznie o gaźnikach tego jednego typu.

W ustępie, dotyczącym paliw i smarów, zresztą zbyt pobieżnym, wkradło się wiele twierdzeń, niezgodnych z rzeczywistością, jak np. że „udział węglowodorów parafinowych w benzynie nie przynosi korzyści”, że „miska temperatura spalania powoduje wysoką sprawność cieplną silnika”, że „spirytus dla całkowitego spalania potrzebuje dużo powietrza” i wiele innych. Nie wspomniano w nim ani słowa o zachowaniu się paliw w niskich temperaturach, o mieszkankach wielokładnikowych, o prężności cząstkowej par, od której zależy lotność, oraz o wiskozie smarów i t. p. Zamieszczone tabele, wybrane z podręcznika Ricardo, nie wiążą się z tekstem i nie stanowią logicznej całości.

Godne uznania jest zamieszczenie działu „Nazw części samochodowych”, będącego próbą, naogół udaną, ustalenia polskiej terminologii samochodowej. Szkoda tylko, że terminologii tej nie przestrzegano w innych działach, zawierających niespolszczone nazwy, jak „motory elektryczne”, „startery”, „dynastartery”, „reflektory” i in.

Strona graficzna i redakcyjna omawianej książki — godna pochwały, z tem jednym zastrzeżeniem, że korekta w niektórych, zresztą nielicznych miejscach, jest niestara.

Mimo wszystkie wymienione wady, które, należy przypuszczać, w następnych wydaniach będą usunięte, omawiany Kalendarz godny jest gorącego polecenia szerokim kołom techników samochodowych, zarówno ze względu na obfitość materiału w nim zawartego oraz naogół wysoki poziom, jak również ze względu na przejrzysty układ graficzny.

Szybkie, zwłaszcza w dzisiejszych czasach, wydanie tak obszernej książki, wymagającej ogromnego nakładu pracy, godne jest podziwu.

Dr. Inż. B. Szczeniowski.