

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Środki transportu i maszyny w wytwarzaniu ciągłym (c. d. n.) nap. J. Relwicz, Inżynier.

Rozkład naprężeń w murach szczelnych, (dok.) nap. Dr. Inż. Witold Wierzbicki, docent Politechniki Warszawskiej.

W sprawie pasowań zgrubnych, nap. W. Moszyński, Inżynier.

Przeгляд pism technicznych.

Sprawozdania i prace Polskiego Komitetu Energetycznego.

SOMMAIRE:

Les moyens de transport et les machines employées dans la production continue (à suivre), par M. J. Relwicz, Ingénieur.

Repartition des tensions dans les murs de barrages (suite et fin), par M. W. Wierzbicki, Dr. Ing., docent à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.

Sur les classes de la moindre précision des divers systèmes d'ajustage, par M. W. Moszyński, Ingénieur.

Revue documentaire.

Bulletin du Comité Polonais de l'Energie.

Środki transportu i maszyny w wytwarzaniu ciągłym.

Podał Inż. Jerzy Relwicz, st. asystent katedry Obróbki Metali Politechniki Lwowskiej.

Środki transportu.

Zadaniem środków transportu w wytwarzaniu ciągłym jest prowadzenie materiału przez odpowiednie miejsca obróbki. Mają one umożliwić wykonywanie operacji w gęsto obsadzonym szeregu stanowisk, zmniejszając skutkiem tego powierzchnię zajętą, oraz ułatwić ruch przedmiotu przez wytwórnice.

Wymagania stawiane środkom transportu można streścić w następujących punktach:

1) Powinny one zapewnić łatwe nakładanie i zdejmowanie przedmiotu i ewentualnie dogodną pracę nad nim wprost na transporterze (a więc powinny mieć odpowiednią wysokość i szerokość).

2) Nie powinny wymagać specjalnego dozoru i obsługi (poza okresowem czyszczeniem, smarowaniem, rewizją).

3) Muszą mieć napęd prosty, wytrzymały i regulowalny w szerokich granicach.

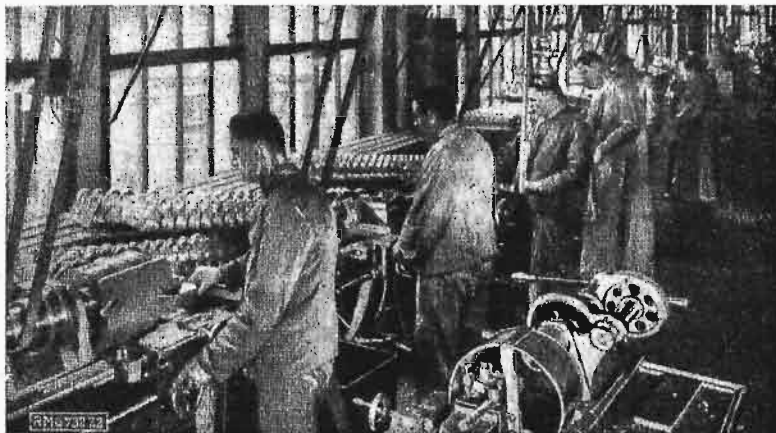
4) Być bardzo pewne w użyciu i mieć dobrą „gotowość ruchu”, t. zn. nie wymagać do uruchomienia długich lub skomplikowanych zabiegów.

5) Wreszcie być możliwie lekkie i ruchliwe, by umożliwić zmianę i dostosowanie produkcji.

Z tego szeregu żądań wynika, że miarodajnymi w zaprojektowaniu środków transportu będą w pierwszej linii warunki obróbki i jej rozłożenie, zaś dopiero w drugim rzędzie wymagania techniki transportu.

Środki transportu, używane w wytwarzaniu ciągłym, dzielimy zależnie od napędu na mechaniczne i niemechaniczne; pierwsze dzielimy dalej na transportery o ruchu ciągłym i o ruchu przerywanym.

Poza tym podziałem, możemy jeszcze przeprowadzić klasyfikację pod względem konstrukcji i nośności. Poniższa tabela podaje granice nośności dla najczęściej używanych rodzajów środków transportu.

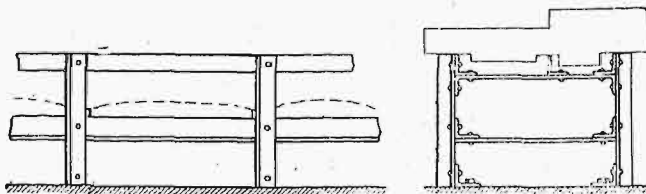


Rys. 1. Połączenie maszyn pochylonemi ramami.

Podawanie ręczne	}	do 3 kg
Taśmy		
Stoły	}	do 25 kg
Pochylnie		
Linje wałków	}	do 200 kg
Wózki lekkie		
Kolejki wiszące		
Taśmy płytowe		
Łańcuchy	}	powyżej 200 kg
Wózki i platformy ciężkie		
Taśmy i płyty ciężkie		

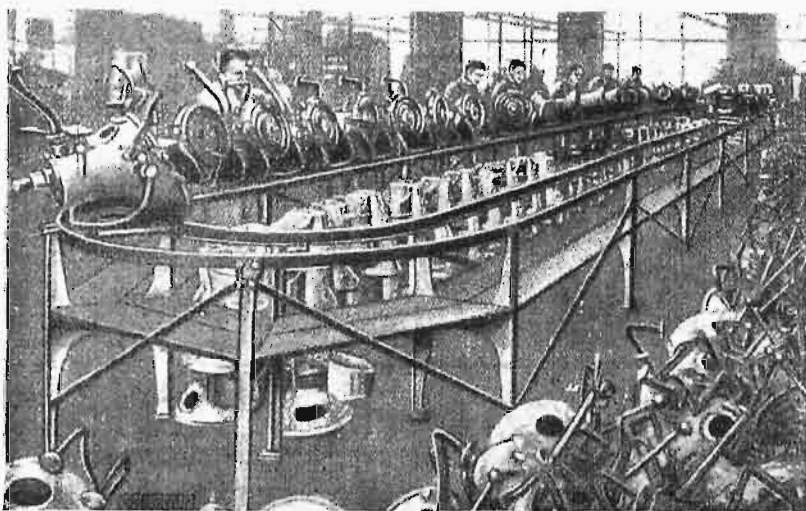
Omówmy teraz poszczególne rodzaje:

Podawanie. Jest to najprostszy środek transportu. Robotnik odkłada przedmioty obrabiane na stół lub do zbiornika (kosza, skrzyni), stoją-



Rys. 2. Stół z kątownek.

cego między jego stanowiskiem a sąsiednim, skąd następny robotnik bierze je w miarę potrzeby. Można też ustawiać przedmioty w szereg na stole lub odpowiedniej ramce, przyczem dostawiając nową

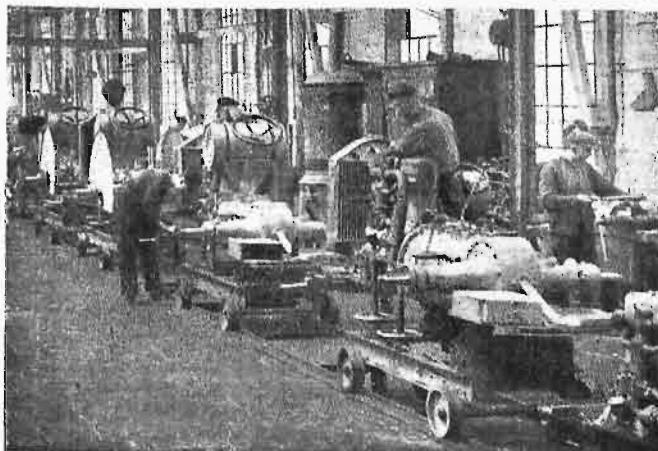


Rys. 3. Wózki o torze wysoko położonym.

sztukę, posuwa poprzednio ustawione następnemu robotnikowi (rys. 1). Jeżeli między stanowiskami ustawimy rynną nachyloną tak znacznie, by przedmioty zsuwały się w niej skutkiem własnego ciężaru, to otrzymamy transport samoczynny. Ze względu jednak na nieuniknione uderzenia, nie można tego sposobu stosować do przedmiotów kruchych.

Metoda podawania daje bardzo dobre wyniki wobec małych ilości i prostych przedmiotów, a jest przytem prosta, tania, zaś droga transportu łatwo przestawialna.

Stoły są używane, analogicznie do poprzedniego sposobu, w pracach ręcznych, montażu i w pracach wykonywanych maszynami ręcznymi. Przedmioty lekkie wędrują na zwykłym stole słusarskim (ewentualnie wyłożonym blachą lub linoleum) z ręki do ręki. Cięższe obrabia się na specjalnych stołach żelaznych, ułatwiających dosuwanie sobie przedmiotu. Taki stół wykonany z kątownek pokazuje rys. 2. Widzamy tu specjalną kątownkę środkową, zapobiegającą spadaniu przedmiotu,

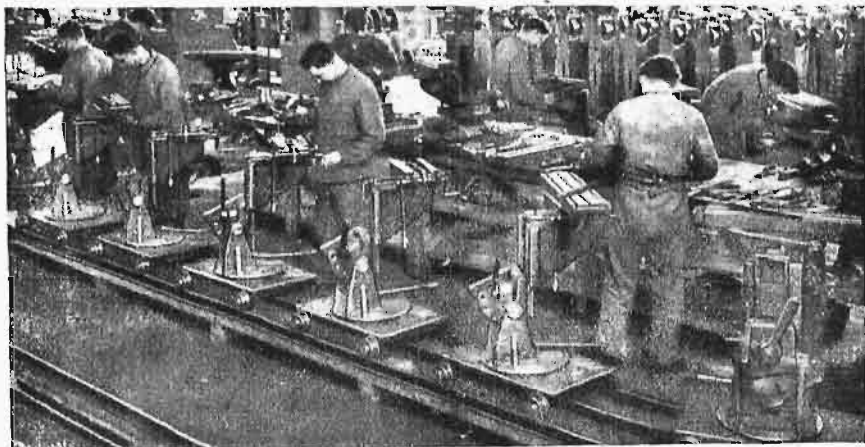


Rys. 4. Wózki o torze nisko położonym.

i dolną półkę na narzędzia. O ile przedmiot ma się sunąć na powierzchniach obrabianych, okładamy kątownkę fibrem lub drzewem.

Przy jeszcze cięższych przedmiotach, musimy zmniejszyć tarcie, co osiągamy stawiając je na wózki, biegnące po torach. Zależnie od wysokości przedmiotu, szyny ustawiamy na stole (rys. 3), lub na podłodze (rys. 4). Takie wózki mogą służyć do montażu i niektórych innych prac, nawet wobec dużych przedmiotów. Ze względu na dosyć wielką ruchliwość, używa się ich rzadko do prac maszynowych. Celem ułatwienia pracy, zaopatrzuje się je nieraz w stoły lub w specjalne uchwyty, pozwalające na obracanie przedmiotu.

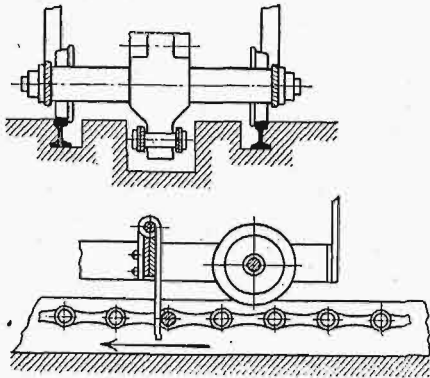
By umożliwić powrót wózków, układa się linję w kształcie owalu, lub daje na końcach prostego toru główne zwrotnice, które wózki przechodzą na tor boczny, i tym wracają. Dużą zaletą wózków jest łatwość urządzania krzywizn oraz możliwość przenoszenia toru. Wadą natomiast jest



Rys. 5. Platformy.

wysokie położenie środka ciężkości, czego skutkiem jest gorsza równowaga. Dlatego też często — zaś wobec ciężkich przedmiotów prawie zawsze — używamy zamiast wózków — niskich platform

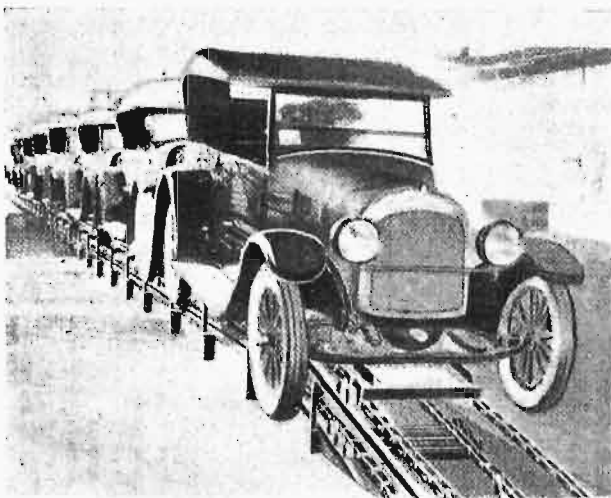
(rys. 5). Powoduje to nieraz konieczność wyższego położenia szyn, by osiągnąć odpowiednią do pracy wysokość przedmiotu. Często zaopatrujemy wózki i platformy w napęd mechaniczny. Uskutecznia się



Rys. 6. Platforma z zabieraczem.

to, zaopatrując je w zabieracz, który chwytają ogniwa łańcucha umieszczonego między torami (rys. 6), lub łącząc je z łańcuchem na stałe (rys. 7). Ten ostatni sposób pozwala, w wypadku bardzo niskich platform, na prowadzenie ich z powrotem pod właściwą linią, jak to widać na rysunku. Zabieracze umożliwiają łatwe odczepianie wózka od łańcucha i przerzucanie go na boczny tor, w razie zepsucia przedmiotu lub wózka. Zaletą tak wózków, jak i platform, jest prostota, wytrzymałość i pewność.

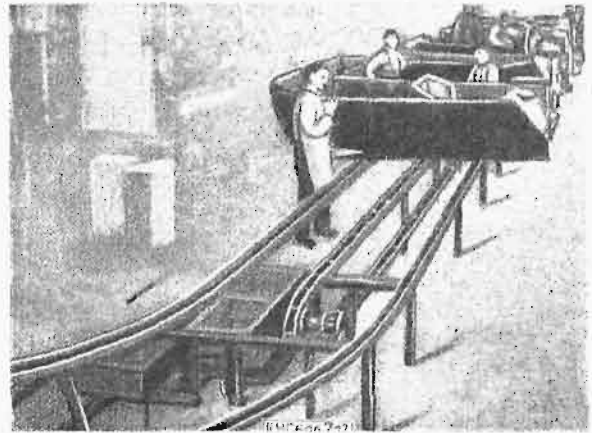
Jeżeli przedmiot ma powierzchnie, na których może się ślizgać, można użyć do poruszania go łańcucha z zabieraczami, które ciągną przedmiot po szynach (rys. 8). Łańcucha oraz wózków używa się także w piecach do hartowania, suszenia i t. p., przyczem jednak napęd, a możliwie i sam łańcuch, umieszczamy poza strefą gorącą, zaś zabieracze wykonujemy z materiału wytrzymującego wysokie temperatury.



Rys. 7. Platformy połączone łańcuchem.

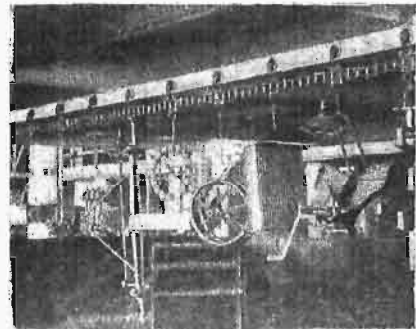
Często, ze względu na oszczędzenie miejsca na podłodze, układamy tor wózków wysoko, zwykle pod powłoką, przez co otrzymujemy kolejkę wiszącą. Otrzymują one z reguły napęd mecha-

niczny. Najprostszą ich formą jest łańcuch podparty kółkami, zaopatrzony w haczyki lub zabie-



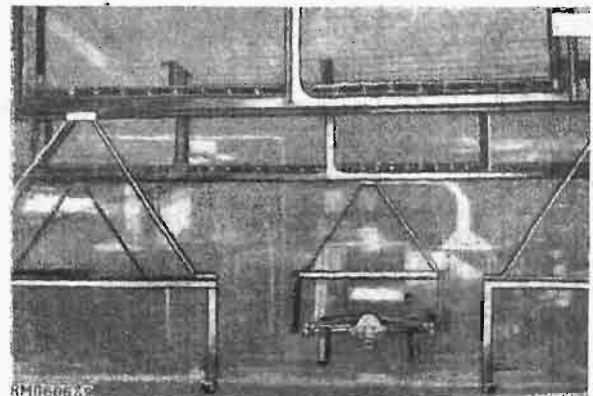
Rys. 8. Łańcuch z zabieraczami.

racze (rys. 9), służący tylko do transportu przedmiotów. Do mycia, lakierowania, suszenia i t. p. używa się wózków z odpowiednimi łapkami na



Rys. 9. Prosta kolejka wisząca.

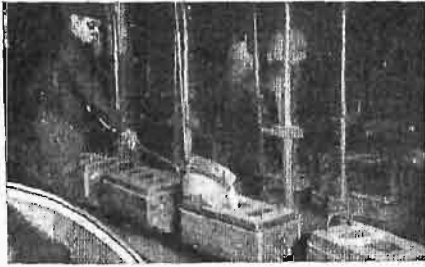
przedmiot (rys. 10). Ford używa kolejki wiszącej o wózkach z długimi ramionami, niosącymi formę (rys. 11) do odlewania. Można ich też użyć do montażu, zaopatrując wózki w małe stoły. Dalszą dziedziną zastosowania jest transport na duże odległości (np. z magazynu do wytwórni), jak to po-



Rys. 10. Wózek wiszący w lakierni.

kazuje rys. 12. Wreszcie używa się ich do procesu zanurzania (w farbie lub płynie myjącym) i suszenia, prowadząc na nich przedmioty przez baseny i piece. Tu należy jednak uważać na to, by

wózki były odpowiednio wytrzymałe na gorąco, by kąpiąca z łożysk oliwa nie poplamiała przedmiotu, a farba kąpieli — kółek i torów.



Rys. 11. Wózek wiszący z formą odlewniczą.

Zaletami kolejek wiszących są: bardzo łatwa zmiana kierunku w płaszczyźnie poziomej i pio-



Rys. 12. Transport kolejką wiszącą na większe odległości.

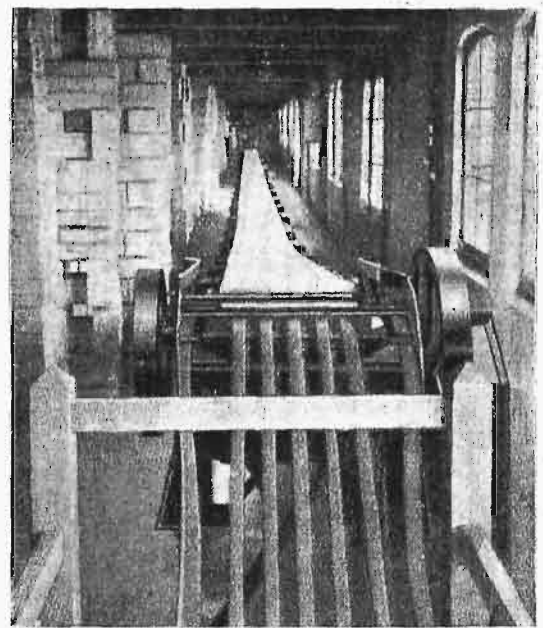
nowej łukami o małym promieniu, co zaleca je dla przestrzeni ciasnych i krętych, dalej stosunkowa lekkość, wreszcie to, że napęd wysoko położony trudny jest do zaproszenia i zepsucia (ważne w działach wytwarzania, które dają wiele kurzu). Wadą ich natomiast jest zbyt duża ruchliwość wózków, która nie zawsze pozwala na użycie ich przy montażu i pracy ręcznej, a wyklucza pracę maszynową na nich.

Taśmy są używane zwykle do małych przedmiotów. Sporządza się je z gumy, balata, rzadziej ze skóry, wreszcie (szczególnie do przedmiotów gorących) z plecionki drucianej. Napędza się je za pomocą dwóch bębnow i podpięra co pewien odstęp wałkami (rys. 13). Często wmontowywa się je w stoły, których brzegu używa się do oparcia ręki przy pracy i do składania narzędzi i części. Na tych stołach można też umocować zbieracze, które zsuwają przedmioty z taśmy na stół przed robotnika, wtedy taśma służy tylko jako środek transportu (rys. 14). Ponieważ przedmiot nie jest umocowany na taśmie stale, ale da się po niej przesuwac, więc nie można do niej zastosować ostrego tempa, jakie daje ruch przerywany.

Główną wadą taśm jest niemożność tworzenia skrętów w płaszczyźnie poziomej, oraz to,

że nadają się tylko do bardzo lekkich przedmiotów. Do przedmiotów cięższych musimy je usztywnić i wzmocnić, co uskutecznia się, umocowując na taśmie płyty i odpowiednio kształtując bębny napędzające graniasto. Powstaje w ten sposób taśma płytowa — jeden ze środków transportu bardzo często używanych w wytwarzaniu ciągłym. W formie powyżej opisanej jest jednak taśma płytowa dosyć słaba. Dlatego też wykonywa się ją zwykle w innej formie, jako szeregi płyt, połączonych z obu stron łańcuchami, które napędza się — podobnie jak taśmy — bębnami. Łańcuchy albo bieżą wprost w korytkach, przyczem tańsze wykonanie okupuje się większym tarciem, lub też są zaopatrzone w rolki, bieżące po szynach (rys. 15). Wadą taśmy płytowej jest znowu trudność tworzenia skrętów w płaszczyźnie poziomej, oraz możliwość wpadania drobnych części w szpary między płytami.

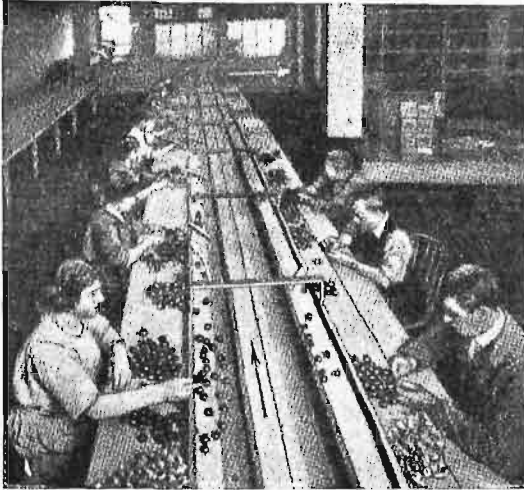
Do ruchu przerywanego trzeba na taśmie płytowej umieszczać zabieracze, które nie pozwalają na ślizganie się przedmiotu w razie raptownego ruchu. Tego samego sposobu używa się, gdy stosujemy taśmę płytową jako elewator, jak to widzimy na rys. 15, gdzie funkcję zabieraczy pełnią klacki przybite do płyt. W wypadku bardzo ciężkich przedmiotów, podpięra się taśmę płytową bardzo gęstymi wałkami. Nadaje jej to dużą sztywność i siłę, tak że w tej formie używa się jej np.



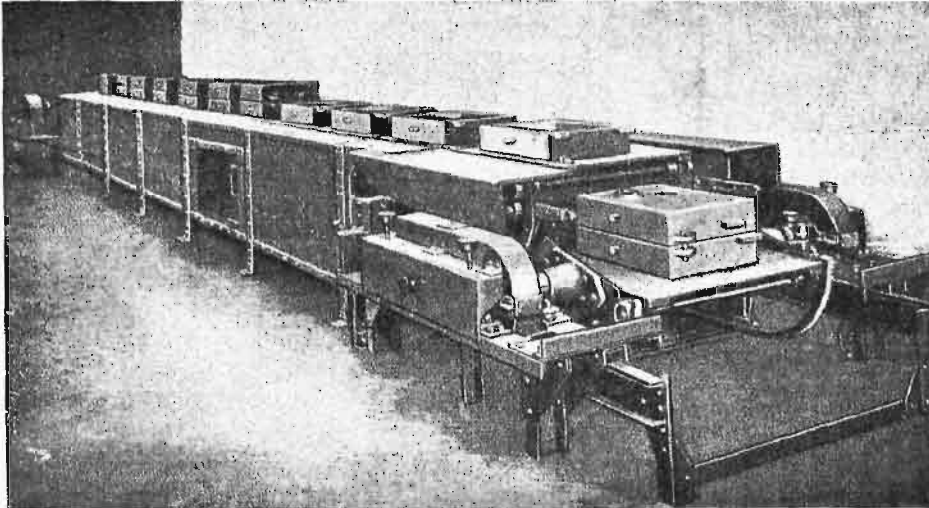
Rys. 13. Taśma podparta wałkami.

do montażu karoseryj samochodowych. W tych wypadkach umieszczamy czasami, celem osiągnięcia

odpowiedniej wysokości, taśmę płytową w podłodze. Taśmy płytowe stosuje się też często w odlewniach. Ponieważ zachodzi tu często konieczność



Rys. 14. Taśma ze zbieraczami.



Rys. 15. Taśma płytowa na rolkach.

transportowania skrzynek formierskich z powrotem na dolnej powierzchni taśmy, więc trzeba używać konstrukcji, wobec których płyty przy nawracaniu zachowują położenie poziome. Temu czyni zadość transporter Stöhra (rys. 16), skonstruowany szczególnie silnie, ze względu na ciężkie warunki pracy w odlewniach.

Linje wałków są jednym z najchętniej używanych w wytwarzaniu ciągłym środków transportu. Sporządza się je z rur stalowych bez szwu, obracających się w łożyskach kulkowych. Warunkiem dobrego ich biegu są dokładnie okrągłe wałki i staranne ułożenie w łożyskach. Wymiary wałków dobiera się tak, aby najmniejszy transportowany przedmiot spoczywał co najmniej na trzech wałkach. Zaletą wałków jest łatwe tworzenie skrętów, oraz to, że przy małym spadzie (około 4%), przedmioty suną pod wpływem własnego ciężaru, co oszczędza nam kosztów napędu. Linje wałków buduje się czasami w osobnych odcinkach, umieszczonych w ramach, zaopatrzonych w kółka (rys. 17), co pozwala na łatwe przestawie-

nie linii. Wskazane jest zaopatrzyć ramy w urządzenia do zmiany wysokości, by móc przystosować spad do każdorazowych warunków.

Linje wałków można też zaopatrzyć w zwrotnice dwu (rys. 18) i trójdrogowe. Zjeżdżanie przedmiotów z torów bocznych na główny odbywa się samoczynnie, natomiast wyjazd na bocznicę wymaga obsługi.

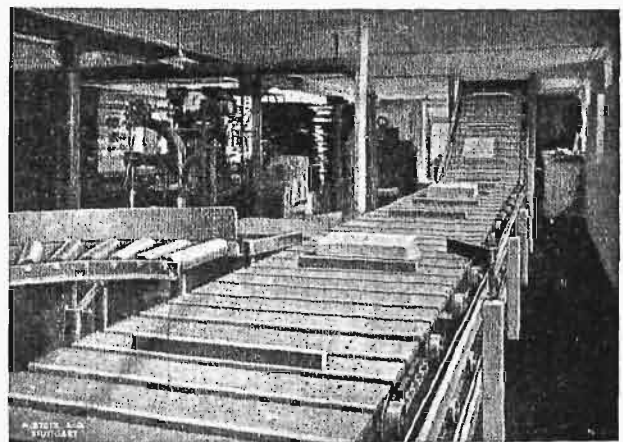
Ze względu na spad, trzeba w długich linjach włączać windy lub elewatory (zwykle taśmowe), celem wyrównania poziomu. By oszczędzić miejsca, przekłada się linje wałków czasami pod sufit, wtedy trzeba je zaopatrzyć w poręcze, by przedmioty nie mogły spaść.

Zakręty linii buduje się rozmaicie, zależnie od promienia krzywizny. Przy dużych promieniach, stosuje się wałki proste, na ostrzejszych krzywiznach — wałki stożkowe (rys. 19), które są dobre, ale drogie, lub t. zw. wałki różnicowe, to jest złożone z dwóch części, które mogą obracać się niezależnie od siebie. Do szerokich przedmiotów używamy, ze względów oszczędnościowych, zamiast długich wałków — dwóch równoległych linii, położonych obok siebie, o krótkich wałkach.

Znaczne spadki (zjazd z górnego piętra na dolne) pokonywa się zapomocą spirali wałków (rys. 20), przez co unika się zbyteńczego przyspieszenia przedmiotów.

Do transportu w poziomie, pod górę, lub w ciężkich warunkach pracy, w których nie jesteśmy pewni lekkiego biegu wałków (np. w odlewni), używamy wałków napędzanych. W tym wypadku — ponieważ tarcie w łożyskach nie ma tak wielkiego znaczenia — możemy stosować łożyska zwykłe, zamiast kulkowych. Taie wałki, napę-

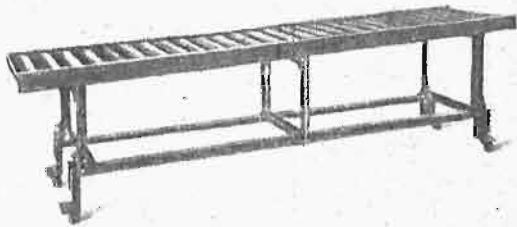
dzane kołami zębatymi, widzimy na rys. 21, gdzie



Rys. 16. Transporter Stöhra.

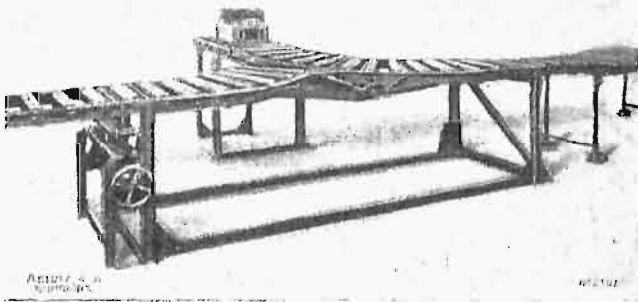
krzywa z wałków łączy 2 taśmy. Inaczej można tę kwestję rozwiązać, zakładając między dwiema o-

bok siebie leżącymi linjami krótkich wałków, na których przedmiot biegnie, łańcuch z zabieraczami, który go posuwa.



Rys. 17. Odcinek linii wałków.

Linji wałków używa się do transportów części, odlewów i t. p., rzadziej do montażu. Do tego ostatniego celu używa je „The Register Cash Company”, która montuje na nich swe znane kas-y „National”.



Rys. 18. Zwrotnica dwudrogowa.

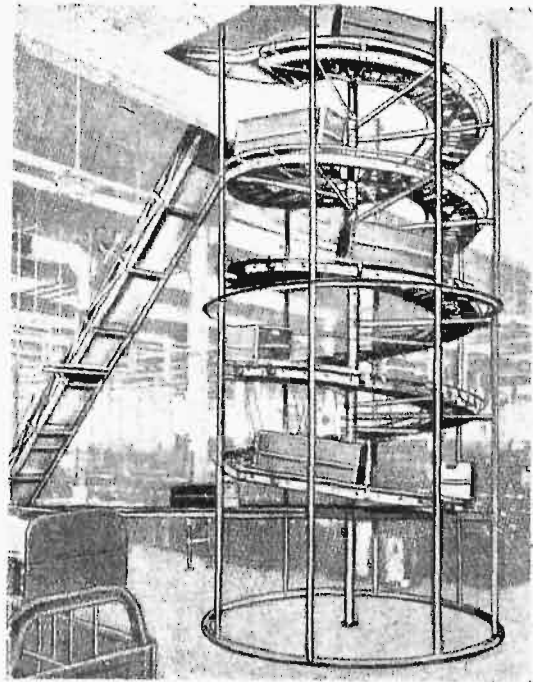
Pochylnie (rys. 22) są prostsze i tańsze od linii wałków, umożliwiają, jak i tamte, łatwe urządzenie krzywizn, spirali i t. p. Posiadają jed-



Rys. 19. Krzywy tor wałkowy z wałkami stożkowymi.

nak przytem duże wady, mianowicie wymagają silnych spadów i nadają się tylko do przedmiotów posiadających powierzchnie, nadające się do ślizgania się na nich, i niezbyt wrażliwych na u-

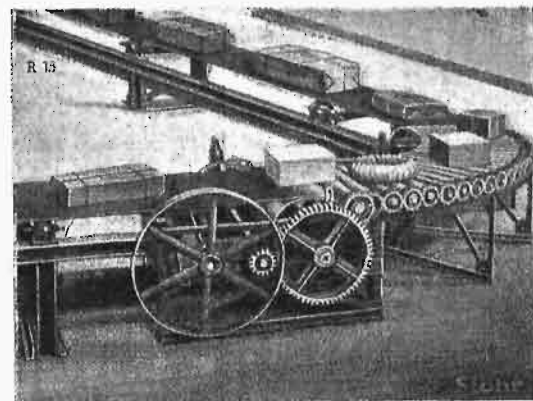
derzenia, które mogą nastąpić na końcu pochylni, skutkiem zderzenia z przedmiotami, które się tam już poprzednio zsunęły. Skutkiem tego używa się pochylni zwykle na mniejsze odległości, np. do połączenia dwóch blisko siebie stojących maszyn.



Rys. 20. Spirala wałków.

Stoły obrotowe (karuzele) są to duże okrągłe stoły obracane mechanicznie, używane zwykle w obróbce maszynowej do podprowadzania przedmiotów pod maszynę. Używa się ich także w odlewniach, przyczem formy są stale przymocowane do stołu i przechodzą przez wszystkie fazy formowania, odlewania, opróżniania i chłodzenia, obracając się wraz ze stołem.

Suwadła są używane do obsyłania pieców kuziennych i hartowniczych. Przedmioty suną na prostym torze jeden za drugim. Suwadła posuwa-

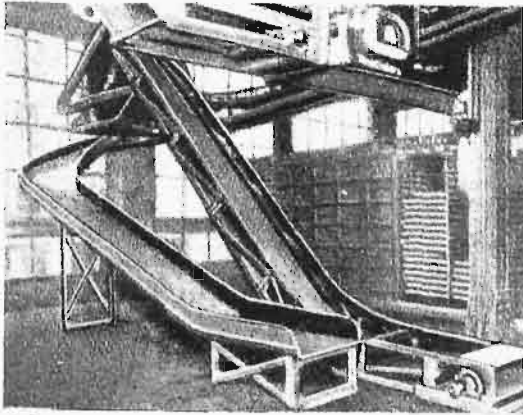


Rys. 21. Wałki napędzane.

ją naprzód co pewien czas ostatni przedmiot, znajdujący się jeszcze przed piecem, a z nim i cały szereg. Po każdym suwie należy dołożyć świeży przedmiot. Zaletą tego systemu jest napęd bardzo

pewny i zupełnie usunięty ze strefy wysokiej temperatury.

Do przywozu i odwozu materiałów używamy—do materiałów sypkich—ślimaków i elewatorów. Do innych materiałów używa się wy-



Rys. 22. Pochylnie.

elektrycznym (rys. 23), które są zwrotne, silne, wygodne w użyciu, lecz wymagają dobrej podłogi.

Z powyższych wywodów widzimy, że środki transportu w wytwarzaniu ciągłym są przeważnie



Rys. 23. Wózek elektryczny.

ciągów zwykłych i paternostrów, dźwigów, ta-czek, wózków (t. zw. „Schildkröte”) z platformami do podnoszenia i t. p., a w szczególności szybko rozpowszechniających się wózków z napędem

tak proste, że każda fabryka dźwigów, po zapoznaniu się z warunkami wytwarzania ciągłego, może podjąć się ich projektowania i wyrobu. (d. n.)

Rozkład naprężeń w murach szczelnych.^{*)}

Napisał Dr. Inż. Witold Wierzbicki, docent Politechniki Warszawskiej.

4. Mury prostokątne.

Bierzemy mur przedstawiony na rys. 6.

W danym wypadku mamy, że

$$N = \gamma_m a y; \frac{N}{A} = \gamma_m y; M_w = \frac{1}{6} y^3; M_c = 0,$$

wobec czego wzór (7) dla σ_y przybiera postać następującą:

$$\sigma_y = \gamma_m y - \frac{y^3}{a^2} \cdot \frac{a - 2x}{a} \dots (24)$$

Obliczamy pochodną $\frac{\partial \sigma_y}{\partial y}$ i w dalszym ciągu

otrzymujemy z równania (4), że:

$$\frac{\partial \tau}{\partial x} = \frac{3y^2}{a^2} - \frac{6y^2 x}{a^3} \dots (25)$$

Po zcałkowaniu równania (25), wobec $\tau = 0$ przy $x = 0$, otrzymujemy dla τ wzór następujący:

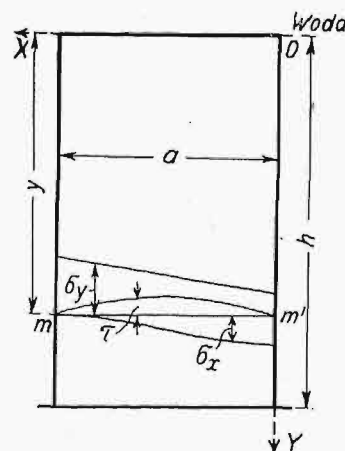
$$\tau = \frac{3y^2 x}{a^2} \left(1 - \frac{x}{a}\right) \dots (26)$$

Wstawiając w równanie (3) pochodną $\frac{\partial \tau}{\partial y}$, obliczoną na podstawie wzoru (26), otrzymujemy (przy $x = 0, \sigma_x = y$)

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = -\frac{6yx}{a^2} + \frac{12yx^2}{2a^3} \dots (27)$$

$$\sigma_x = y \left[1 - 3\left(\frac{x}{a}\right)^2 + 2\left(\frac{x}{a}\right)^3\right] \dots (28)$$

Wykresy naprężeń σ_x, σ_y, τ w przekroju mm' muru prostokątnego przedstawione są na rys. 6, a linie naprężeń σ_{max} i τ_{max} na rys. 7 i 8. Dotyczą one muru



Rys. 6. Naprężenia σ_x, σ_y i τ w przekroju mm' muru prostokątnego.

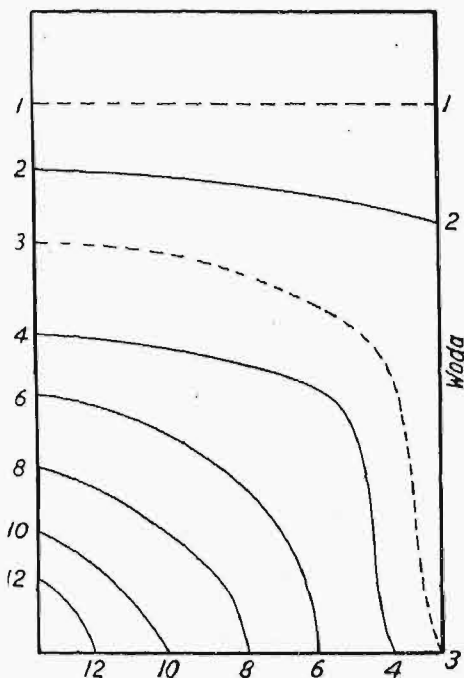
o wysokości 30 m i szerokości 18 m przy $\gamma_m = 2,4 \text{ t/m}^3, \gamma_w = 1 \text{ t/m}^3$. Wymiary te wybrane są w ten sposób, aby największe naprężenia normalne wyciągające ($1,9 \text{ kg/cm}^2$) były tu te same, co w murze trójkątnym, przedstawionym na rys. 4. Wobec tego porównanie ze sobą linii jednakowych naprężeń w obydwóch wypadkach może tu być miarodajnym. Sposób wyznaczenia tych linii jest ten sam, co w § 4.

5. Mury trapezowe.

Wyznaczenie linii jednakowych naprężeń w murach trapezowych (rys. 9) mogłoby nie różnić się zasadniczo od wyznaczenia tych linii w murach trójkątnych i prostokątnych, gdyby nie okoliczność, że w większości murów trapezowych wzory dla N, M, A i W są bardzo skomplikowanymi funkcjami współrzędnych. Czyni to działania potrzebne do rozwią-

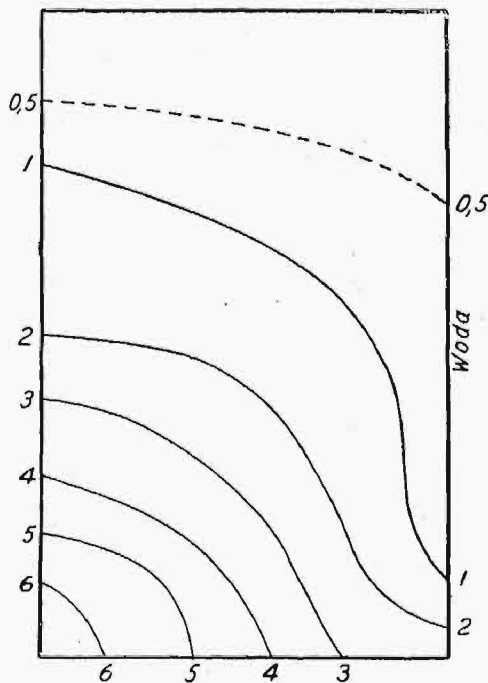
*) Dokończenie do str. 132 w Nr. 7 r. b.

zania równań (3) i (4) tak żmudnemi, że pochodzące stąd wzory ogólne nie nadają się prawie do użycia. Zmuszeni więc tu jesteśmy, poza założeniem linjowego rozkładu naprężeń σ_y , do dalej idących uproszczeń.



Rys. 7. Linje jednakowych naprężeń σ_{max} w murze prostokątnym.

Chodzi mianowicie o przyjęcie prostego a prawdopodobnego rozkładu dla naprężeń σ_x i τ w danym przekroju muru.

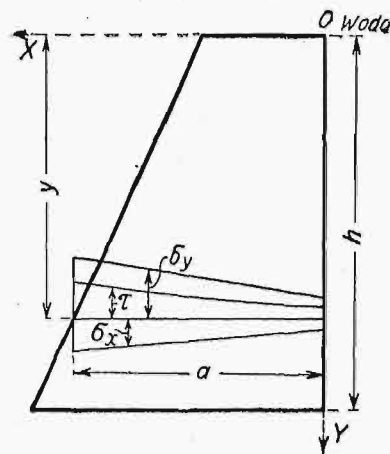


Rys. 8. Linje jednakowych naprężeń τ_{max} w murze prostokątnym.

Naprężenia σ_x mają w poszczególnych przekrojach murów trójkątnych przebieg prostoliniowy (rys. 3), a w murach prostokątnych przebieg wyrażający się wzorem (28), niezbyt wiele odbiegający od prostoliniowego. Ponieważ mur trapezowy można uważać za kombinację muru prostokątnego z trójkątnym, na-

leży więc oczekiwać, iż wykres naprężeń σ_x w pewnym przekroju takiego muru będzie się mało różnił od prostoliniowego. O ile przyjmiemy taki właśnie kształt wykresu dla σ_x , wówczas do jego sporządzenia potrzebna będzie jedynie znajomość warunków brzegowych na końcach danego przekroju mm' .

Wykres naprężeń τ ma w danym przekroju muru prostokątnego kształt paraboliczny (rys. 6 i wzór 26), a w takim samym przekroju muru trójkątnego kształt trapezowy (wzory 21 i 23). Należy oczekiwać, że wykres naprężeń τ dla danego przekroju muru trapezowego ma kształt pośredni między podobnymi wykresami dla murów prostokątnych i trójkątnych¹⁾, przyjmujemy więc dla niego kształt trapezu, ograniczonego parabolą. Parabolę, ograniczającą wykres, przeprowadzamy przez dwa punkty, określone przez warunki brzegowe (rzędne naprężeń na powierzchniach oznaczamy dla danego przekroju przez τ_1 i τ_3) i przez punkt, odpowiadający środkowi przekroju. Rzędna τ_2 , odpowiadająca temu ostatniemu, obliczamy, wychodząc z równania $\sum X = 0$, zastosowanego do części muru ponad przekrojem mm' . Twierdzimy, mianowicie, że parcie wody na wspomnianej części muru musi zrównoważyć się z siłami stycznymi, działającymi w płaszczyźnie mm' . Mamy stąd, że



Rys. 9. Naprężenia σ_x , σ_y i τ w murze trapezowym.

gdzie całka dotyczy całego pola przekroju mm' muru (czyli pola $a \cdot 1$). Zastępujemy całkę przez sumę wziętą według wzoru Simpson'a

$$\frac{y}{2} - \int_0^a \tau dx = 0, \dots \dots (29)$$

gdzie całka dotyczy całego pola przekroju mm' muru (czyli pola $a \cdot 1$). Zastępujemy całkę przez sumę wziętą według wzoru Simpson'a

$$\int \tau dx = \frac{a}{6} (\tau_1 + 4\tau_2 + \tau_3) \dots \dots (30)$$

i otrzymujemy stąd przybliżoną wartość τ_2 :

$$\tau_2 = \frac{3y^2}{4a} - \frac{\tau_1 + \tau_3}{4} \dots \dots (31)$$

Na rys. 10 i 11 przedstawione są wyniki obliczeń muru trapezowego z pionową ścianą od strony wody. Dla możliwości porównania, wysokość muru została przyjęta ta sama, co w przykładach poprzednich (szerokość podstaw 24 m i 12 m). O ile płaszczyzna muru od strony powietrza, przy tej samej podstawie muru, staje się bardziej stromą, linje jednakowych naprężeń zbliżają się swym kształtem do odpowiednich linii w murze prostokątnym, przeciwnie zaś—zwiększenie się nachylenia tej płaszczyzny i zmniejszenie się górnej podstawy trapezu względem dolnej czyni linje jednakowych naprężeń podobnymi do odpowiednich linii w murze trójkątnym.

¹⁾ O. Mohr, op. cit.

W zastosowaniu do murów różnych kształtów zaznaczyć należy, że charakter linii jednakowych naprężeń pozostaje ten sam w murach różnych wysokości. Niewielkie wahania w ciężarze jednostkowym muru nie wpływają również na ogólny charakter tych linii.

6. Naprężenia τ a możliwość tarcia w murach.

Według Instrukcji Francuskiego Ministerstwa Robót Publicznych²⁾ z roku 1923, największe naprężenia styczne w tamach powinny być obliczane ze wzoru:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2 \cos \varphi} [V(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2 - (\sigma_x + \sigma_y) \sin \psi]. \quad (32)$$

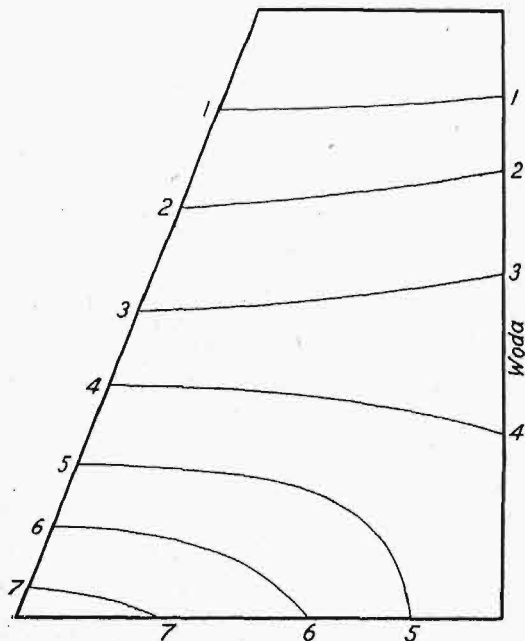
Wzór ten daje nam maximum różnicy:

$$\tau = \tau_w - \tau_w \operatorname{tg} \psi, \dots \dots (33)$$

w której τ_w oznacza naprężenie styczne, działające w pewnym punkcie muru na płaszczyznę, nachyloną względem osi OX o kąt ω , σ_w — naprężenie normalne do tej płaszczyzny, a ψ — kąt tarcia muru po murze.

Wzór (32) został niewątpliwie wypróbowany na szeregu wykonanych budowli i wobec tego w sensie praktycznym może nie wzbudzać wątpliwości, natomiast podstawy jego teoretyczne wywołać muszą zastrzeżenia.

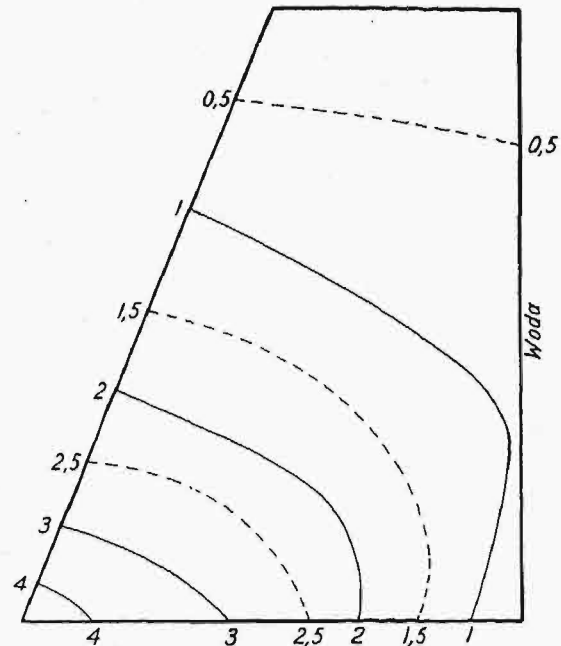
Wzór (33) wyraża, że w pewnym punkcie muru na pewną płaszczyznę działa jednocześnie i naprężenie styczne τ_w i tarcie równe $\sigma_w \operatorname{tg} \psi$. Otóż, czy jest to zjawisko fizyczne realnie możliwe? Jeżeli dwa ciała utrzymują się tarciem jedno na drugim, to, po usunięciu tarcia, ciała te muszą się po sobie przesuwają. Tarcie powstać może tylko wówczas, gdy zachodzi możliwość ruchu, a nie gdy



Rys. 10. Linje jednakowych naprężeń σ_{max} w murze trapezowym.

dwa ciała związane są ze sobą siłami wewnętrznymi. O ile może być mowa o naprężeniach stycznych τ_w , to rozumieć rzecz należy właściwie

w ten sposób, że ciało wzdłuż płaszczyzny nachylonej pod kątem ω nie zostało rozerwane, mur stanowi więc w tym miejscu jedną całość. Jeżeli więc dwie części muru, rozdzielone płaszczyzną ω , stanowią jedną całość sprężystą, to nie może tu być mowy o tarcii jednej z tych części o drugą



(Rys. 11. Linje jednakowych naprężeń τ w murze trapezowym.

i o niesprężystem przesuwaniu się ich względem siebie.

Wprawdzie od czasów Navier'a nieraz uwzględniano w obliczeniu murów jednoczesne działanie sił sprężystych i siły tarcia lub tarcia i spoiwości ziemi w tej samej płaszczyźnie, nikt jednak, o ile mi wiadomo, nie próbował wyjaśnić możliwości podobnego zjawiska fizycznego. Przeciwno dopuszczalności omówionego pojmowania rzeczy najwyraźniej, zdaje się, protestuje Kötter³⁾, wprawdzie w zastosowaniu do ziemnych mas spoiowych.

Można przewidywać, że w częściach muru, w których nastąpiło pęknięcie, działa tarcie, tam zaś, gdzie pęknięć nie ma, działają siły sprężyste, lecz współdziałanie obydwóch tych rodzajów sił w jednym punkcie i na jednej płaszczyźnie nie jest, mojem zdaniem, do pomyślenia.

O ile największe naprężenia styczne, obliczone ze wzoru (16), nie mieszczą się w granicach naprężeń dopuszczalnych na ścinanie muru, pomimo że mur obaw nie wzbudza, to należałoby raczej zwiększyć dopuszczalne naprężenia na ścinanie, niż stosować sztuczny sposób obliczenia.

W przytoczonych wyżej przykładach podane były linje jednakowych naprężeń dla τ_{max} , obliczonych według wzoru (16), w podobny sposób można by jednak otrzymać i dla τ_{max} , obliczonego według wzoru (32), miałyby one np. dla tam trójkątnych kształtów linii prostych, do siebie równoległych i słabo nachylonych względem powierzchni muru od strony powietrza.

²⁾ Annales des Ponts et Chaussées, I partie, 1923 —IV, str. 289.

³⁾ F. Kötter, Jahresbericht der Deutschen Mathematiker-Vereinigung, II, 1893, str. 111.

Powyżej podałem przykład wyjątkowo jaszkrawy; mniej rażąco, lecz również niezrozumiałe wypadną pozostałe pasowania spoczynkowe w klasach 7-mej, 6-ej i innych. Nie tylko ma się prawo odnosić z nieufnością do tych pasowań, ale, co znacznie gorsze, podrywają one zaufanie do ciastnych pasowań w klasie 3-ciej, o których trudno powiedzieć, w jakim stopniu powstały z ogólnego szablonu i w jakim — na podstawie bezpośrednich poważnych prób i badań.¹⁾

Z późniejszych układów pasowań wyróżnia się układ Skody pod względem oryginalności, sumienności opracowania i ugruntowania na znacznej ilości prób i pomiarów. W układzie tym pasowania spoczynkowe nie wychodzą poza ramy klasy trzeciej, utrzymanej w przybliżeniu na tej samej dokładności, co i trzecia klasa układu szwedzkiego. Szwajcarzy, którzy układ swój opracowali również bardzo starannie, odważyli się wprowadzić do swej klasy trzeciej, dokładnością zbliżonej do czwartej klasy układu szwedzkiego, jedno tylko pasowanie spoczynkowe „Klemmsitz”, odpowiadające pasowaniu lekko wciskanemu

(pola tolerancji otworu i wałka dokładnie się pokrywają). Poza tem w żadnym zdaje się innym z układów pasowań nie wprowadzono pasowań spoczynkowych do mniej dokładnych klas.

Stąd wysuwamy pierwszy wniosek, żeby do projektu mniej dokładnych klas pasowań nie wprowadzać pasowań spoczynkowych, lub przynajmniej nie iść w tem dalej, niż to uczynili Szwajcarzy.

Drugim pytaniem, które z kolei należy rozwiązać, jest — ile klas dokładności mają objąć pasowania zgrubne, a zatem, ile klas dokładności objąć ma całkowity układ, poza trzema pierwszymi klasami projektu?

Pasowania zgrubne spotykamy w układach niemieckim i szwedzkim, oraz projektach rosyjskim i Skody. Dla porównania wzajemnego ustosunkowania się dokładności poszczególnych klas tych układów, rozważmy, jak zmieniają się tolerancje pasowania suwliwego, równe sumie tolerancji wykonania otworu i wałka²⁾; do tego celu posłużą nam następująca tablica 2-ga.

Przyjęliśmy w niej dla łatwiejszego porównania tolerancję pasowania suwliwego w drugiej klasie równą jednostce; upoważnia nas do tego okoliczność, że ta właśnie klasa, uznana za podstawową we wszystkich układach, wykazuje w nich największe podobieństwo, jak to widać z ostatniej kolumny.

Widzimy, że wszystkie układy, poza wielkiem podobieństwem klasy drugiej, wykazują duże podobieństwo w klasie pierwszej i w klasie mniej

dokładnej, 3-ej z rzędu w większości układów, a 4-ej w układzie szwedzkim; klasa ta, z małymi odchyleniami, posiada tolerancje 2,1 do 2,3 razy większe, niż klasa 2-ga. Praktyka wykazała niezbitcie korzyści, wynikające ze stosowania tej klasy w budowie maszyn o przeciętnej dokładności, oczywiście w odniesieniu do pasowań suwliwego i ruchowych. Układ szwedzki i projekt polski posiadają klasę 3-cią zupełnie odrębną, o dokładności pośredniej między klasą 2-gą a tem, co wszę-

TABELA II.

Układ	Obszar mm.	Kl. 1.	Kl. 2.	Dalsze klasy							Tolerancja pasowania suwliwego w 2-gi kl.		
				Kl. 3.	Kl. 4.	Wielkie luzy	μ	μ					
Niemiecki	30-50	0.8(0.7) ¹⁾	1	2.4	8.0	23	43						
	180-260	—	1	2.4	8.0	13					75		
Szwajcarski	30-50	0.5	1	2.2							45		
	180-260	0.6	1	2.4								75	
Szwedzki	30-50	0.6	1	Kl. 3. 1.6	Kl. 4. 2.3	Kl. 5. 3.4	Kl. 6. 5.0	Kl. 7. 7.1	Kl. 8. 10.0	Kl. 9. 14.1	Kl. 10. 20.8	41	
	180-260	0.54		1.5	2.1	3.1	4.5	6.4	9.0	12.8	18.8		80
Projekt rosyjski	30-50	0.61	1	Kl. 3. 2.3	Kl. 4. 7.7							44	
	180-260	—	1	2.25	7.5								80
Projekt Skody	30-50	0.72	1	Kl. 3. 2.0	Kl. 4. 7.8	Kl. 5. 18.8						32	
	180-260	—	1	1.9	6.9	15.0							80

dzie przyjęto jako klasę trzecią. Przyjęcie tej pośredniej klasy jest wielce korzystne, gdyż zezwala uniknąć kosztownej klasy 2-ej dla średnio dokładnych pasowań spoczynkowych. Jednakowoż przyjęcie jej nakazuje z drugiej strony przyjęcie ponadto klasy o nieco mniejszej dokładności dla pasowań ruchowych i suwliwego w konstrukcjach o średniej dokładności, inaczej stracilibyśmy na pasowaniach ruchowych to, co zyskałobyśmy na pasowaniach spoczynkowych. Stąd drugi wniosek, na którym oprzemy się w opracowaniu projektu pasowań mniej dokładnych:

Skoro przyjęliśmy 3-cią klasę projektu szwedzkiego, nie możemy traktować jej jako klasy średniej dokładności, lecz raczej jako klasę zastępczą dla 2-giej klasy dokładności; oprócz niej, powinniśmy przyjąć klasę 4-tą, która odpowiadałaby niemieckiemu „Schlichtpassung”, szwajcarskiej klasie 3-ciej i szwedzkiej 4-ej. Chcąc postępować konsekwentnie — możemy oprzeć się ściśle na tej ostatniej, odrzuciwszy z niej, w myśl wniosku pierwszego, wszystkie pasowania spoczynkowe, z wyjątkiem, być może, pasowania lekko wciskanego, analogicznego do szwajcarskiego „Klemmsitz”. W ten sposób układ nasz otrzymałby klasę 4-tą dokładności, według której możnaby budować maszyny o przeciętnej dokładności — jak maszyny tkackie, pompy, dokładniejsze części maszyn rolniczych, dźwigów i lokomotyw, a częściowo nawet i silniki tłokowe wolnobieżne.

Na tej klasie jednak poprzestać nie można, gdyż we wszystkich układach, na które się powołujemy (z wyjątkiem szwajcarskiego, którego nie można uważać za układ skończony), widzimy dalszą lub dalsze klasy.

Uderzające jest, iż znów stwierdzamy, że

¹⁾ Układ pasowań Skody istotnie zdaje się potwierdzać te obawy, pasowania wtlaczane i mocno wtlaczane wykazują w nich luzy ujemne mniejsze dla małych wymiarów i znacznie większe dla dużych, podobnie zresztą, jak znacznie dawniejszy odeń amerykański układ pasowań.

²⁾ Będą one równe też i tolerancjom pasowań bliższych suwliwemu.

wszędzie przyjęto, niezawodnie pod wpływem układu niemieckiego, klasę, której tolerancja pasowania suwliwego w porównaniu z klasą 2-gą wyraża się cyfrą 7 do 8; jest to niemieckie „Grobpassung“, względnie klasa 4-ta projektu rosyjskiego i Skody. W układzie szwedzkim znaleźlibyśmy na to miejsce klasę 6-tą, 7-mą albo 8-mą; oprócz nich mamy tu jeszcze pośrednią klasę 5-tą.

Jest rzeczą logiczną, aby dokładność poszczególnych klas wzrastała szybciej, niż postęp geometryczny, gdyż, o ile nieznaczne nawet zwiększenie dokładności w klasach dokładnych posiada wielki wpływ na dokładność pasowań i zamienności części, o tyle w klasach mało dokładnych, operujących przeważnie dużymi luzami, zbyt drobne stopniowanie dokładności nie ma żadnego celu, wprowadza zaś niepotrzebnie zamieszanie.

Stopniowaniu dokładności pasowań najlepiej zdaje się odpowiadać postęp zbudowany w ten sposób, że, wychodząc z pierwszego wyrazu, tworzymy następny, mnożąc go przez ψ , trzeci utworzymy z drugiego, mnożąc go przez ψ^2 , czwarty z trzeciego, mnożąc go przez ψ^3 . W ten sposób postęp przybiera postać:

$$a, a\psi, a\psi^2, a\psi^3, \text{ albo } a, a\psi, a\psi^2, a\psi^3.$$

Jeżeli przyjmujemy $\psi=1,5$ i $a\psi=1$, otrzymamy postęp

$$0,67 \quad 1 \quad 2,25 \quad 7,6,$$

który dokładnie odpowiada układowi niemieckiemu oraz projektowi rosyjskiemu i Skody. Przemysł niemiecki miał możność stwierdzić w praktyce celowość obranej przez się dokładności dla klasy 4-ej pasowań zgrubnych.

Stąd wysnujemy wniosek trzeci: do projektu polskiego wprowadzimy klasę pasowań zgrubnych, z kolei piątą, której tolerancja pasowania suwliwego w porównaniu z klasą drugą winna wynosić 7 do 8.

Gdybyśmy się chcieli oprzeć na jakimś już istniejącym układzie, należałoby wziąć w rachubę „Grobpassung“ układu niemieckiego, 6-tą, 7-mą albo 8-mą klasę pasowań układu szwedzkiego (bez pasowań spoczynkowych), albo wreszcie projekt Skody, gdyż projekt rosyjski, mniej samodzielny i nie mający widoków zdobycia uznania międzynarodowego, nie stanowi dla nas większej wartości; reszta jest on bardzo zbliżony do „Grobpassung“.

Porównywując te układy przy pomocy ścisłych wykresów, stwierdzamy, że:

niemieckie pasowania zgrubne wykazują słabą stronę, gdyż mają niezmiennie tolerancje, niezależne od wielkości najmniejszego luzu, a poza tem luzy zbyt wolno w nich wzrastają z rosnącym wymiarem nominalnym; przy wielkich wymiarach, otrzymujemy wykonanie niepotrzebnie dokładne, luzy zaś zbyt małe.

Stwierdzamy dalej, że układ Skody w swej klasie 4-ej wykazuje zbyt małe tolerancje, by mógł służyć za wzór dla naszej klasy 5-ej. Małe tolerancje staną się tu zrozumiałe, jeżeli uprzytomnimy sobie, że klasa 3-cia Skody odpowiada niemal dokładnie klasie 3-ciej projektu polskiego; układ Skody nie posiada więc, ściśle biorąc, klas odpowiadających niemieckim „Schlichtpassung“ i „Grobpassung“, lecz klasy o dokładności pośredniej. Projekt Skody przewiduje poza tem tylko układ stałego otworu, czego w żadnym razie nie można zapisać na jego dobro i co nie przemawia za tem, by na nim się wzorować.

Stwierdzamy wreszcie, że układ szwedzki w żadnej ze swych klas nie daje zgrabnie zbudowanej jednolitej klasy pasowań zgrubnych.

Jeżelibyśmy wzięli dowolny otwór podstawowy i szereg wałków, np. $H6, h6, d6, c6, b6, a6$, albo $H7, h7, d7, c7, b7, a7$, lub inny jeszcze, wszędzie uderzy nas, że wałek suwliwy i otwór podstawowy mają tolerancje wykonania niewspółmiernie małe w porównaniu z wałkami d, c i t. d. W ten sposób koszt wykonania jednych części wypadnie stosunkowo wysoki, nie znajdzie zaś to usprawiedliwienia, jeżeli uwzględnimy, że inne części składowe wykonane są z tolerancją niezmiernie dużą. Weźmy na przykład obszar średnic 30 — 50 mm, dla którego tolerancje wykonania otworu $H6$ i wałka $h6$ wynoszą 0,120 i 0,085 mm, innych zaś wałków 0,19; 0,22; 0,26 i 0,30 mm. Podobnej dysproporcji nie spotykamy w żadnym układzie, nie wyłączając pierwszych czterech klas układu szwedzkiego.

Chcąc jednak uniknąć tworzenia czegoś nowego, spróbujemy utworzyć prawidłową klasę, dobierając otwór podstawowy i różne wałki z rozmaitych klas.

Możnaby np. utworzyć następującą kombinację: $H7-h8, -d6, -c6, -b6, -a6$, która wykazywałaby najmniejsze luzy zbliżone do klasy czwartej Skody, przy sporo większych tolerancjach wykonania; byłaby ona również zbliżona do niemieckiego „Grobpassung“. Przyjęlibyśmy tu te same tolerancje dla otworu $H7$, co i dla wałka $h8$; we wszystkich klasach tolerancja wałka jest 1,5 raza mniejsza, niż tolerancja otworu; odstąpiliśmy tu od tej zasady w tej myśli, że przy tolerancjach wykonania 0,1 do 0,3 mm trudności przy wykonaniu wałka i otworu są jednakże, upada więc jedyna przyczyna, która w klasach dokładnych nakazywała zwięzić tolerancję wałka, naogół łatwiejszego do dokładnego wykonania, na korzyść tolerancji otworu.

Reasumując powyższe spostrzeżenia, wysuwamy propozycję, aby jako klasę pasowań zgrubnych wprowadzić do polskiego projektu:

w układzie stałego otworu

$$H7-h8, -d6, -c6, -b6, -a6,$$

w układzie stałego wałka

$$A6 - B6 - C6 - D6 - H7-h8.$$

Klasa zgrubna objęłaby więc pasowania: suwliwe, obrotowe bardzo luźne, przestronne zwykłe, przestronne luźne i przestronne bardzo luźne.

Aby uniknąć braku ciągłości i zamieszania w oznaczeniach cyfrowych klas dokładności, odpowiednio sprawdziany trzpieniowe i szczękowe, odpowiadające klasie zgrubnej, oznaczymy samymi tylko literami — bez oznaczeń cyfrowych:

$$H, D, C, B, A, \text{ oraz}$$

$$h, d, c, b, a.$$

W ten sposób kompletny projekt objąłby ogółem 5 klas dokładności w układzie stałego otworu i tyleż w układzie stałego wałka.

Jeżeli uwzględnić, że każda z klas liczy pożądaną ilość pasowań, stwierdzimy, że całość układu wypadnie dość złożona. Niema jednak potrzeby obawiać się, iż w ten sposób stwarza się zamieszanie, z którego nie zdoła wybrnąć technik, niezbyt dokładnie orjentujący się w zagadnieniu pasowań. Znormalizowany układ powinien posiadać znaczną

ilość pasowań, klas i t. d., aby mógł sprostać wszelkim najbardziej urozmaiconym wymaganiom, jakie przed nim może postawić przemysł maszynowy. Praktyka wykazała, że układ niemiecki okazał się niewystarczającym i wskutek tego powstały w różnych gałęziach przemysłu liczne pasowania specjalne. Środkiem znakomicie ułatwiającym orientację w układzie pasowań, jest wprowadzenie pasowań i klas uprzywilejowanych. W ten sposób można odrazu zmniejszyć do połowy ilość pasowań, wystarczających dla potrzeb przemysłu ogólnomaszynowego, pozostawiając wszystkie inne jedynie dla wypadków wyjątkowych, gdy pasowania uprzywilejowane nie dadzą korzystnego wyniku. Jeżeli przyjmujemy np. dla klasy trzeciej, jako pasowania uprzywilejowane: włączane, wciskane, przylgowe, obrotowe ciasne i obrotowe luźne, to technik najmniej obeznany z pasowaniami nie będzie miał żadnych wątpliwości, które z nich zastosować w danym konkretnym wypadku.

W klasie czwartej należałoby uprzywilejować pasowania: suwliwe, obrotowe i obrotowe bardzo luźne; w klasie piątej — suwliwe, przestronne i przestronne bardzo luźne.

Co do klas dokładności, to tu sprawa uprzywilejowania rozwiązuje się automatycznie: klasa druga jest uprzywilejowana przed pierwszą, trzecia przed drugą, czwarta przed trzecią i t. d. Niepotrzebnej dokładności należy unikać, gdyż jest to zwykłym wyrzucaniem pieniędzy w błoto. Dla mało kompetentnych techników wystarczy szereg dobrze opracowanych przykładów, zaczerpniętych z budownictwa ogólnomaszynowego, wykazujący trafny dobór klas.

Jeżeli chodziłoby o uprzywilejowanie układu stałego otworu lub wałka, jest ono niemożliwe w wypadku klas dokładnych, wymagających użycia rozwiertaków dla obróbki otworów, gdyż każdy układ przedstawia korzyści i braki, jak łatwiejsze przeważnie rozwiązanie konstrukcyjne, ale większy koszt nabycia narzędzi w układzie stałego wałka, lub przeciwnie w układzie stałego otworu.

W mniej dokładnych klasach, np. 4-tej, a zwłaszcza 5-ej, gdzie użycie rozwiertaków przestaje być koniecznością lub staje się zbędne, można mówić śmiało, o uprzywilejowaniu układu stałego wałka nad układem stałego otworu tembardziej, że przybywa tu jeszcze niezmiernie ważki argument — stosowanie w konstrukcji wałków surowych, ciągniętych na zimno. Tem niemniej jednak układ stałego otworu w wielu wypadkach może okazać się korzystniejszym, to też pominąć go w układzie nie można.

Dla wyczerpania zagadnienia pasowań zgrubnych, pozostaje do omówienia sprawa wielkich luzów. Niemcy postąpili zupełnie słusznie, wyłączając ją z właściwego układu pasowań i zadawalniając się nakreśleniem wytycznych dla trafnego jej rozwiązania. Inna rzecz, że wytyczne te, jak to niżej zobaczymy, opracowali niewłaściwie. W strefie „wielkich luzów” leżą ostatnie klasy układu szwedzkiego i piąta klasa układu Skodv. Niemcy wzbraniają się tolerować w sposób zwykły wymiar, wykazujące odchyłki lub tolerancje znacznie nieraz przekraczające jeden milimetr, w oba-

wie możliwych nieporozumień: rzeczywiście, pisanie wymiaru $18_{-1,5}^{-1,0}$ byłoby pozbawione zdrowego sensu, gdyż lepiej jest napisać $17_{-0,5}$. Czesi byli na tyle przezorni, że w swej klasie piątej niemal wszystkie odchyłki wyrazili pełnymi dziesiętnymi milimetra; umożliwia to szerokie zastosowanie zwykłej suwmiarki przy zachowaniu zasady obróbki według wymiarów granicznych. Szwedzi na to nie zwrócili uwagi i u nich spotykamy dziwolaży w rodzaju $\varnothing 400_{-2,85}^{-0,82}$ dla wałka a9.

Po głębszym zastanowieniu należy uznać, że wielkie luzy nie powinny wchodzić w zakres układu pasowań ściśle pojętych, że powinny być pozostawione jako zagadnienie konstrukcyjne. Należy jednak ustalić wielkość tolerancji wykonania otworów i wałka oraz wytyczne w dobieraniu wielkości luzów. Niemcy przyjęli jako największą tolerancję wykonania 0,5 mm dla wymiarów od 30 aż do 500 mm, gdy u Szwedów dochodzą one aż do 2,25 mm. Tolerancja 0,5 mm może być bardzo znaczną dla wałka 32 mm, będzie jednak bardzo małą, jak na wielkie, nieraz kilkumilimetrowe luzy przy średnicach 300—500 mm. Z drugiej strony należy konstruktorowi o wiele wyraźniej, niż to zrobili Niemcy, wyjaśnić, że luz 0,5 mm dla średnicy nominalnej 30 mm jest czemś zgoła różnym, niż ten sam luz dla średnicy 300—500 mm. Zachowanie w ogólnych zarysach prawa pierwiastka sześciennego dla tolerancji wykonania i pierwiastka kwadratowego dla najmniejszych luzów wskazane jest i tu, w wypadku wielkich luzów.

Propozycja więc w odniesieniu do wielkich luzów zamknie się w następującem:

1) wielkość najmniejszego luzu stanowi element konstrukcyjny, który należy dobrać równy albo zero, albo:

0,5 mm	dla wymiarów do	30 mm
1,0 mm	„	180 mm
1,5 mm	„	500 mm.

albo też równy powyższym wielkościom, zwiększonym dwu lub czterokrotnie.

2) Najmniejszy wymiar otworu, lub największy wymiar wałka, podaje się jako liczbę wymiarową; wielkość tolerancji podaje się jako odchyłkę — górną dla otworu, dolną dla wałka; tolerancje te wynoszą:

0,3 mm	dla wymiarów do	18 mm
0,4	„	50
0,6	„	120
0,8	„	260
1,0	„	500

zarówno dla otworu jak i dla wałka, niezależnie od wielkości obranego luzu.

Podane tolerancje wykonania pokrywają się w przybliżeniu z tolerancjami otworu H10, względnie wałka h11 układu szwedzkiego.

Na zakończenie warto podkreślić, że sprawa pasowań zgrubnych jest dla naszego przemysłu ogólnomaszynowego niezmiernie ważna, gdyż wytwórczo wytwarzające seryjnie mniej dokładne maszyny, jak maszyny rolnicze, dźwigi, wagony, lokomotywy i t. p., u nas przeważają. Można wyrazić przypuszczenie, że one przedewszystkiem przyczynią się do spopularyzowania pasowań i powszechnego wprowadzenia ich do przemysłu maszynowego.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

BUDOWNICTWO.

Doprowadzenie wody do San Francisco.

Miasto San Francisco przedstawia przykład nader znacznego wzrostu zapotrzebowania wody. Szczególne położenie miasta na półwyspie, przy zatoce tejże nazwy, wymaga innych sposobów zaopatrzenia w wodę, niż spotykane gdzieś indziej. Istniejące urządzenia wodociągowe umożliwiały w 1913 r. dostarczanie 159 000 m³ wody na dobę, w równych częściach — do półwyspu i do drugiej strony zatoki. Silny wzrost gospodarczy San Francisco spowodował konieczność wykonania projektu, nazywanego Hetch-Hetchy, podług którego, po ukończeniu, będzie doprowadzana wyjątkowo czysta woda ze źródeł z odległości przeszło 280 km. Projekt powstał jeszcze w r. 1882, lecz dopiero w 1901 r. rozpoczęto starania o zabezpieczenie praw miasta do wody, nad rzeką Tuolumne, Cherry i Eleanor Creek. Obszary, z których zamierzono brać wodę, znajdują się w parku narodowym Yosemite i trzeba było walczyć z wielkimi trudnościami, ażeby wreszcie w 1913 r. otrzymać wieczyste prawo do wykonania przewodu wodociągowego w związku z urządzeniem zakładów wodnych, za wypłacaniem rządowi rocznie od 15 000 do 30 000 dol. Projekt, w ciągu wielu lat bardzo krytykowany, ma na widoku trzy cele: 1° dostawę wody dla kultury rolnej, 2° dostawę do miasta wody do picia i 3° budowę siłowni wodnych wzdłuż akweduktu. Ponieważ główne zbiorniki leżą na wysokości 1000 do 1500 m nad poziomem morza, punkty zaś końcowe na wysokości około 75 m, należy spodziewać się dobrych wyników. Projekt przewiduje budowę dwóch stacji silnikowych wodnych ogólnej mocy 118 000 kW, pozwala jednak i na dalszy ich rozwój. Roboty rozpoczęto od budowy tych zakładów, ażeby ze sprzedaży prądu elektrycznego otrzymać pewien dochód, który można zużyć na wykonanie wodociągu. Źródła wodne znajdują się w centrum gór Sierra-Nevada; zlewnie, z jakich otrzymuje się wodę, posiadają powierzchnie: Cherry Creek 259 km², Eleanor 205 km² i rzeki Tuolumne 1190 km². W dwóch ostatnich znajdują się zbiorniki, które, w razie potrzeby, mogą być jeszcze powiększone. Zbiornik Eleanor ma pojemność 34 milionów m³, z możliwością zwiększenia do 269 milij. m³. Ważniejszy jest jednak zbiornik Hetch-Hetchy nad Tuolumne z przegradą, nazywaną przez wykonawców O'Shaughnessy, który początkowo ma zawierać 254 milij. m³, a w przyszłości 430 milij. m³. W Cherry Creek będzie się zbierało 70 milij. m³, lecz i tutaj jest możliwe powiększenie, tak, że ogólna zawartość zbiorników wyniesie 768 milij. m³.

Wielkość i zakres tego projektu zawiera cały szereg przedsięwzięć technicznych, które pod niektórymi względami trzeba uznać za wyjątkowe, a i samo urzeczywistnienie projektu trzeba było rozpocząć można powiedzieć, od niczego. Przystąpiono najprzód do budowy kolei żelaznej i niezbędnych dróg. Kolej ukończono w r. 1917 r., na linii znajdują się wzniesienia do 30°. Następnie założono prowizoryczny zakład wodny silnikowy na 3 000 kW przy Cherry Creek.

Całkowita długość przewodu wodociągowego wyniesie po ukończeniu 250,72 km, od początku pierwszego przewodu tunelowego do zbiornika w bliskości San Francisco. Większą sekcję przewodu, który można podzielić na poszczególne sekcje, przeprowadzono tunelowo. Pierwszą sekcję stanowi odcinek górski z ukończonym już tunelem, następną Moccasin Creek ze zbiornikiem Priest i zakładem wodnym silnikowym Moccasin. Następnie przeprowadzono tunel przez podgórze, w których środku krzyżuje się z rz. Tuolumne zapomocą rur. Po przejściu przez podgórze następu-

je przewód rurowy przez odcinek San Joaquin, opuszczający się aż do 0 nad poziomem morza. Spotkane na dalszej drodze wzgórza nadbrzeżne, dochodzące do wysokości 600 m, są również przetunelowane. Jednym z najtrudniejszych odcinków przedsięwzięcia jest linja brzegowa ze skrzyżowaniem się z zatoką, poczem następuje ostatni odcinek — na samym półwyspie. Długość i rodzaj poszczególnych odcinków uwidocznią następująca tabela, w której długości są podane w kilometrach:

	Tunele	Rury	Zbiornik	Razem
Góry	30,25	0,05		30,30
Moccasin	1,77	1,45	0,96	4,18
Podgórze	26,55	0,80		27,35
San Joaquin		72,73		72,73
Góry nadbrzeżne	49,56	0,96		50,52
Przejście przez zatokę		34,11		34,11
Półwysep	28,47	3,06		31,53
Ogółem	136,10	113,16	0,96	250,72

Największą budowlę stanowi zbiornik Hetch-Hetchy, zamykający dolinę Tuolumne. Skaly granitowe złożyły się na naturalny fundament. Ze zbiornika przepływa woda do miasta i do celów nawadniania, początkowo wspólnie do tamy Diversion, gdzie oddziela się woda, przeznaczona do irygacji. Stąd prowadzi tunel 30 25 km długości do zbiornika Priest, z którego bierze się wodę potrzebną do zakładu silnikowego w Moccasin. Odcinek tunelowy jest przerwany korytem rzeki, nad którą przeprowadzono rury, ułożone na filarach. Tunel ma kształt podkowy o wysokości i szerokości 3,13 m. Tunel przechodzi przez skaly szyfrowe, kwarcowe, diorytowe i in. Zbudowano go z betonu, którego najmniejsza grubość wynosi 15 cm. Budowę wykonywano jednocześnie w 11 miejscach od 1917 do 1922 r. Betonowanie odbywało się zapomocą powietrza sprężonego. Pod rz. Tuolumne przeprowadzono syfon 224 m długości. Przejście zatoki San Francisco przedstawiało trudności, ponieważ nad kanałem żeglownym, znajdującym się w środku drogi wodnej, nie można było budować mostu i wypadło położyć przewód 120 m długości pod wodą. Na zachodnim brzegu przewodu podwodnego kończą się rury konstrukcją betonową, która musi się przeciwstawić niewyrównanym ciśnieniom hydrostatycznym w dwóch rurach o średnicy 1,93 m. Jest to prawie okrągły budynek o średnicy 24 m, założony na 715 palach drewnianych. Odprowadzenie wody stąd do półwyspu odbywa się za pośrednictwem przewodu rurowego, ułożonego na moście.

Projekt Hetch-Hetchy dotychczas nie jest jeszcze w zupełności ukończony. Wykonane są przegrody i zbiorniki w górach, przewód rurowy na odcinku San Joaquin i na odcinku zatoki, który będzie użyty dla istniejącego wodociągu z gór nadbrzeżnych. Do zupełnego ukończenia brak jeszcze tunelu przez góry nadbrzeżne i podgórze, a również i budowy na samym półwyspie. Łącznie z tem jest planowana budowa w bliskości miasta nowych zbiorników, które mogłyby pomieścić 3 785 000 m³ wody, gdyż objętość dotychczasowych wynosi tylko 473 000 m³. Przewiduje się budowa 3 zbiorników, pierwszy o objętości 1 135 000 m³ na wysokości 75 m, drugi na 1 900 000 m³ na wysokości 115 m i trzeci o pojemności 757 000 m³ na wysokości 93 m. Około 45% wody, dostarczanej z Hetch-Hetchy, będzie można oddawać bez pompowania. (Water u. Gas, zes. 18, z 1927 r.).

L. G.

METALOZNAWSTWO.

Prasowanie na gorąco w matrycach.

Najdawniejsze i najlepiej opracowane jest prasowanie na gorąco mosiądzu, o zawartości miedzi poniżej 63% (60—53%). Występuje wówczas składnik β , który daje możliwość przeprowadzania tej operacji.

Z lekkich stopów nieźle się zachowują: duralumin (stopy typu duraluminu i lautalu) i silumin oraz elektron (niektóre gatunki).

Dla poszczególnych stopów stopień zgniotu zależy od temperatury.

Poniżej podane są temperatury i % zgniotu na zimno i na gorąco poszczególnych stopów (dane są przybliżone, z wykresów).

dawania rys. Hartować należy przy 1100—1200° na powietrzu, odpuszczać — przy około 600°.

Przy hartowaniu i odpuszczaniu trzeba zwracać uwagę na równomierne nagrzewanie i hartowanie.

Przy projektowaniu unikać ostrych kątów.

Przed rozpoczęciem pracy, nagrzać matryce: chromo-niklowe do 200—300°, chromo-wolframowe do 400—500°. W razie mienagrzania przed pierwszą operacją, mogą się potworzyć na powierzchni drobne rysy, które rozpychane przez tłoczony materiał rozszerzają się, odbijają na powierzchni wyrobów i mogą spowodować odrzucenie ich, zaś same matryce przed czasem trzeba będzie zmienić. (Peter, Werkstattstechnik, 1927, Nr. 21, str. 625—629).

TABELA I.
Prasowanie na zimno i na gorąco.

	Temperatura około	% zgniotu na gorąco	% zgniotu na zimno	A n a l i z a								
				Cu	Pb	Mn	Sn	Fe	Ni	Zn	Al	Si
Miedź	900	43	12	99,9	—	—	—	—	—	—	—	—
Cynk	220	18	5	—	1	—	—	—	—	99	—	—
Spreemetall	800	65	11	55,5	0,6	1,4	—	—	—	42,5	—	—
Mosiądz śrubowy	800	68	14	58	2,5	—	—	—	—	39,5	—	—
„ kowalny	800	67	11	59,5	0,5	—	—	—	—	40	—	—
„ na armatury	750	60	8	57,5	1,5	—	3	—	—	38	—	—
„ segmentowy	800	65	9	56	0,6	3	—	—	—	40,4	—	—
„ nikłowy	850	32	7	50	0,06	—	—	0,4	10	39,54	—	—
„ kontaktowy	600	51	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Glin	400	59	25	—	—	—	—	0,5	—	—	99	0,5
Elektron	250—350	23	12	rozmaity	—	—	—	—	—	—	—	—
Silumin	250	21	8	—	—	—	—	—	—	—	87	13

TABELA II
Właściwości mechaniczne wyrobów prasowanych na gorąco.

	Kolor	Zastosowania	c. włas.	R	A	Udarność cm kg/mm ²	Brinell 5/250
Mosiądz odlewniczy	żółty	części armatur	8,23	15	5	—	—
Odlew armaturowy	czzerwony	„ „	8,6	16	10	0,26	75
Miedź prasowana	czzerwony	elektrotechnika	8,9	20	30	3,9	69
Cynk	biały	armat. mało wytrzym.	7,1	10	5	0,4	37
Mosiądz kowalny	ochra ż.	przewodn. elektr.	8,5	40	25	4,8	80
Mosiądz śrubowy	„ „	kontakty, armatura	8,5	45	20	2,3	85
Mosiądz armaturowy	białawo-żółty	na części twarde	8,5	42	2	0,6	135
Mosiądz segmentowy	złoto-żółty	części magneto	8,5	50	18	3,7	99
Spreemetal	„ „	panewki	8,3	45	20	3,6	90
Mosiądz nikłowy	zielonkawo-b.	okucia	8,5	50	20	9,4	74
Mosiądz specjalny	złoto-żółty	części o wielkiej wytr.	8,4	70	12	2,34	150
Stop niem. glinowy	srebrno-szary	części samochod.	2,9—2,95	20—30	10—20	—	90
Glin prasowany	„ „	części do apar. fot.	2,7	10	25	—	—
Silumin	jasno-szary	cz. do masz. do pisanja	2,6	20	5—10	—	—
Duralumin	„ „	części samochod.	2,8	40—44	14—16	1,15—1,45	122
Skleron	„ „	„ „	2,95	40—45	10—20	—	100—200
Lautal	„ „	„ „	2,74	40	20	—	90—95
Elektron	szary	„ „	1,83	34—37	7—9	0,4	70

W. Ł.

Matryce do prasowania na gorąco wykonywać należy jedynie ze stali specjalnych (manganowych, chromo-niklowych i chromo-wolframowych), np. chromo-niklowa: C—0,2%, Cr—1,4%, i Ni—4,7%, ewentualnie można podnieść zawartość C i Ni. Hartować wówczas przy 800—900° na powietrzu. Odpuszczać przy 300—400°.

Stale chromowolframowe odznaczają się dużą wytrzymałością przy wysokich temperaturach i małą skłonnością do

Właściwości i teoria figur płynności.

Ititaro Tokaba i Katumi Okuda podjęli próbę wyjaśnienia zależności figur płynności od położenia granicy płynności (Q) i od krystalograficznej symetrii siatki przestrzennej metali. W tym celu wyżej wspomniani autorzy badali powstawanie i rozdzielanie figur płynności, początkowo na celuloidowych modelach o wymiarach 8×30×110 mm, nastę-

nie na płytkach z miki, a wreszcie na próbach z żelaza i glinu.

Wiadomo, że ostre załamania się krzywej „rozciąganie—ściskanie” występuje tylko dla żelaza i jego stopów, zawierających stosunkowo niewielkie ilości domieszek; dla stali nierdzewiejących załamanie to w znacznej mierze zanika. Dalej autorzy zwrócili uwagę, że wszystkie metale, w których mogą powstawać figury płynności, posiadają budowę przestrzennie centryczną i nawet żelazo w stanie austenitycznym i hartowanym, t. zn. o silnie zdeformowanej budowie siatki przestrzennej, jak również i stale o wysokiej zawartości perlitu (węgla), przeciwstawiają się występowaniu figur płynności. Stąd wnioskuje się, że zdolność do występowania figur płynności jest właściwością metali o przestrzennie centrycznym układzie elementarnej siatki przestrzennej.

W konglomeracie ziarn poszczególnych metali odpowiednio obciążonym, każde ziarno jest w innym stanie naprężenia. Z tego powodu każde ziarno nie może być równomiernie przesunięte, a na granicach ziarn powstają pewne zaburzenia, które utrudniają dalsze przesunięcia. Trudności przeciwdziałające przesunięciom na granicach poszczególnych ziarn są tem mniejsze, im większa jest ogólna zdolność płynięcia w danym metalu. W metalu o wysokiej zdolności płynięcia, poszczególne ziarna posiadają zdolność łatwych przesunięć w wielu kierunkach, bez wywołania pewnych zaburzeń na granicach ziarn a prócz tego całe szeregi ziarn będą przesuwane się grupowo, a sumaryczne zaburzenia przytem będą znacznie mniejsze, niż w tych wypadkach, kiedy każde ziarno z osobna będzie ulegało przesunięciom. W metalach o słabej zdolności płynięcia, charakter przesunięć wewnątrz ziarn będzie właśnie tego rodzaju. A to znaczy, że przesunięcia będą odbywać się powoli i oddzielnie w poszczególnych ziarnach, a ziarna, w których przesunięcia już się odbyły, będą wybitnie odróżniać się od ziarn niezdeformowanych. W takich wypadkach w ziarnach zdeformowanych przez powstałe pod wpływem sił obciążających przesunięcia powstają bliźniaki, jak to na przykład ma miejsce w miedzi, w stalach austenitycznych i w innych metalach o płaskocentrycznym układzie elementarnej siatki przestrzennej.

W metalach o przestrzennie centrycznym układzie elementarnej siatki przestrzennej, lecz o gruboziarnistej budowie, załamanie na wylocie „rozciąganie—ściskanie”, występuje mniej wyraźnie, jak również mniej wyraźne będą figury płynności.

Proces płynięcia w czystym żelazie zachodzi łatwiej niż w miedzi i odbywa się ciągle, a zjawiska płynięcia przechodzą z kryształu na kryształ; natomiast w miedzi linje płynności powstają nie tylko przez proste przesunięcia lecz i drogą rozbicia siatki przestrzennej (zarczy to — poszczególnych ziarn). W tym ostatnim wypadku, w miejscach, gdzie części kryształów (kryształity) zostały przecięte, jedna w stosunku do drugiej, powstają bliźniaki. W żelazie małowęglkiem bliźniaki nie powstają, a to wskutek większej zdolności żelaza do zjawisk płynności. Natomiast żelazo obciążone ponad granicę płynności może uzyskać z powrotem swą pierwotną sprężystość już po słabym odpuszczeniu, czego nie obserwujemy w miedzi.

Na podstawie swych badań, autorzy dochodzą do wniosków następujących:

1) płaszczyzny płynności rozszerzają się wzdłuż powierzchni największych naprężeń ścinających;

2) występowanie figur płynności i załamania na krzywych „rozciąganie—ściskanie” odpowiada grupowym przesunięciom wewnątrz pewnych warstw poszczególnych ziarn;

3) figury płynności występują wyraźnie w metalach kryształizujących się w przestrzennie centrycznym układzie sześciennym. (Archiv f. d. Eisenhüttenwesen, 1928, I, 511—515).
I. F.-Cz.

SILNIKI SPALINOWE.

Rozwój silników spalinowych w r. 1927.*)

W zakresie zastosowania silników na paliwo ciężkie do automobilizmu rok ub. zaznaczył się dość znacznym postępem. Wytwórcie niemieckie Junkers, Benz i Dornier zbudowały silniki samochodowe typu Diesela, również wyw. niemiecka MAN i francuska Peugeot wykonały także silniki dla samochodów ciężarowych. Silniki te rozwijają 1000 obr./min i ważą ok. 9 kg/kM. Interesującą konstrukcję ze zmodyfikowanym tłokiem (t. zw. „Acro”) o wtrysku bezpowietrznym wykonała wytwórnia MAN i zmontowała na 3 t-wym samochodzie ciężarowym. Rozchód paliwa przez ten silnik okazał się b. mały, a jego podatność na zmiany obciążenia i łatwość obsługi nie pozostawia nic do życzenia.

W Ameryce silniki Diesela szybkobieżne budują fabryki: Fairbanks, Morse & Co (800 obr./min, 12½ KM na 1 cyl.), Foss Gas Engine Co (700 obr./min, 80 KM w 1 cyl.), Cummins Engine Co (600 obr./min, 12½ KM w 1 cyl.), Bessemer Gas Engine i Hill Diesel Engine Co.

Treiber Co łącznie z American Brown Boveri Corp. zbudowały lekkie silniki o większej mocy, typu gwiazdowego, 9-cylindrowy.

Co się tyczy zastosowania omawianych silników w lotnictwie, to — mimo całej domiosłości tego zagadnienia i popierania prac w tym kierunku przez Rządy amerykański i angielski, rozwiązanie go nie zostało jeszcze osiągnięte. Główną trudność stanowi tu — jak wiadomo — obniżenie ciężaru silnika. Niema jednak żadnych danych, by było to niemożliwe, wobec czego — po udanych próbach konstrukcji silników Attenu i Sperry¹⁾ — można się spodziewać że zadanie to doczeka się rozwiązania w niedalekim może czasie.

W Niemczech próbuje zastosować Junkers do płatowców silniki bezkarburatorowe, 2-suwowe, o tłokach przeciwbieżnych, w Anglii zaś jeden ze sterowców ma być wyposażony w silnik wytw. Beardmore, — ropowy.

Jeżeli chodzi o wielkie jednostki, to te znajdują głównie zastosowanie w okrętownictwie. Dowodzą tego cyfry Lloyd'a, wedł. których w budowie było 1 163 630 KM silników spalinowych, wówczas gdy tłokowych silników parowych budowano 568 969 KM, zaś turbin — 309 900 KM. Toż o napędzie silnikami spalinowymi wzrósł w ciągu r. ub. do 52½% z 19½% przed 4-ma laty.

Z silników stałych wzbudza zainteresowanie zainstalowany w Hamburgu na 15 000 KM, jako największy ze zbudowanych dotąd.

W zakresie produkcji silników ciekawym do zamotowania fakt stanowi wprowadzenie w wytwórniach amerykańskich wytwarzania ciągłego i w tej dziedzinie, oraz przeciągarek i docierania (lapping²⁾ wielu części. (Mech. Eng. 1928, str. 28—29).

*) Dok. do str. 143, w zesz. 7 z r. b.

1) Przegl. Techn. 63 (1925), str. 699.

2) Przegl. Techn. 65 (1927), str. 736—7.

SPRAWOZDANIA I PRACE POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE L'ÉNERGIE

T R E Ś Ć :

O ustaleniu międzynarodowych norm inwentaryzacji sił wodnych, nap. Inż. A. Rundo.

Sprawozdania z posiedzeń.

Kongres Paliwowy w Londynie, 1928.

WARSZAWA

22 LUTEGO

1928 r.

S O M M A I R E :

Sur la standardisation internationale des méthodes d'évaluation des forces hydrauliques (à suivre), par M. A. Rundo. Ingénieur du Bureau Centrale Hydrographique.

Comptes-rendus des séances du Comité.

Session speciale de la Conférence Int. de l'Energie à Londres, 1928.

O ustaleniu międzynarodowych norm inwentaryzacji sił wodnych.

Zestawił*) Inż. Alfred Rundo, kierownik Oddz. pomiarów i studjów Centr. Biura Hydrograficznego Min. Rob. Publ.

1. Zarys prac Międzynarodowego Komitetu badań przepływu rzek.

Oddawna już odczuwana potrzeba unormowania podstaw, służących do obliczania zasobów sił wodnych i mocy zakładów hydraulicznych, jak również unifikacji odnośnych metod, ujawniła się dobitnie na Wszechświatowej Konferencji Energetycznej w Londynie w lipcu r. 1924.¹⁾ Przy badaniu przedłożonego Konferencji materiału statystycznego, charakteryzującego zasoby sił wodnych poszczególnych krajów i stan ich rozbudowy, zetknięto się z danymi osnutymi na elementach o tyle różnorodnych, że jednolite opracowanie ich i porównanie wzajemne napotkało na nieprzewidywane trudności. Ten stan rzeczy skłonił Komitet Normalizacyjny Stanów Zjednoczonych (American Engineering Standards Committee) do utworzenia specjalnej sekcji (Sectional Committee on rating of rivers), w celu opracowania projektu jednolitych norm energetycznych dla Stanów Zjednoczonych. W listopadzie r. 1925 nastąpiło ukonstytuowanie się powyższej Sekcji pod przewodnictwem inż. N. C. Grover'a (Chief Hydraulic Engineer, U. S. Geological Survey) w składzie 40 członków, reprezentujących sfery techniczne, przemysłowe i gospodarcze Stanów Zjednoczonych.

Po zbadaniu obszernego materiału rzeczowego, uzyskanego częściowo w drodze ankiety, Sekcja opracowała przepisy tymczasowe, dotyczące obliczeń mocy sił wodnych nie wyzyskanych, jak również zakładów wodnych.

W początku roku 1927 powyższa organizacja została powołana do współpracy z utworzonym

przy Międzynarodowej Komisji Elektrotechnicznej Komitetem badań przepływu rzek²⁾ (International Advisory Committee on rating of rivers) w charakterze Sekretariatu powyższego Komitetu (Secretariat on rating of rivers). Komitetowi poruczone zostało „opracowanie i przedłożenie Międzynarodowej Komisji Elektrotechnicznej projektu ustalenia jednostek i metod obliczania zasobów sił wodnych dla celów statystycznych, mając na względzie ułatwienie wzajemnego porównania dat, dotyczących poszczególnych rzek, zlewni, rejonów i krajów”.

Sekretariat przeprowadził rozległą ankietę wśród instytucji poszczególnych krajów, zainteresowanych w sprawach katastru sił wodnych, w której wyniku nadesłane zostały odnośne materiały z Austrii, Kanady, Francji, Złotego Wybrzeża, Węgier, Indji Holenderskich, Łotwy, Polski, Rumunii, Szwecji i Stanów Zjednoczonych. Znaczna część tych materiałów (vide rozdz. 2), poza ekspozycją norm, w danym kraju stosowanych, zawiera ocenę norm zagranicznych, w szczególności norm i metod obliczania, proponowanych jako międzynarodowy standard przez Kanadyjski Komitet Energetyczny. Na podstawie materiałów powyższych, podanych jako załącznik do okólnika Sekretariatu z dn. 25 maja r. ub. do wiadomości państw — członków wspomnianego Międzynarodowego Komitetu badań przepływu rzek³⁾, stan rzeczy, dotyczący jednostek energetycznych i metod obliczania mocy hydraulicznej, przedstawia się w zwięzłym streszczeniu, jak następuje:

*) Z polecenia Komisji Wodnej Polskiego Komitetu Energetycznego.

¹⁾ W kwestji normalizacji przepływu patrz rozprawę tegoż autora p. t. „O wartościach charakterystycznych wodostanu i przepływu rzek”. — Prace Meteorologiczne i Hydrograficzne. Zesz. II. Warszawa, 1926.

²⁾ W Międzynarodowym Komitecie badań przepływu rzek uczestniczą Komitety Narodowe następujących krajów (member countries): Kanady, Czechosłowacji, Francji, Niemiec, Wielkiej Brytanji, Italji, Norwegji, Szwecji, Szwajcarii, Stanów Zjednoczonych.

³⁾ Posiadanie cennych tych materiałów zawdzięcza autor referatu uprzejmości Dyrektora Sekretariatu inż. N. C. Grover'a, któremu na tem miejscu za udzielenie ich składam wyrazy szczerzej podzięk.

a) Jednostki, służące do wyrażenia ilości energii: Austria, Kanada i Rumunia skłaniają się ku wyborowi konia mechanicznego, natomiast Indje Holenderskie, Szwecja, Francja i Stany Zjednoczone — oddają pierwszeństwo kilowatowi.

b) Sprawność. Szwecja i Stany Zjednoczone — 100%, Kanada — 80%, Austria i Rumunia — 75%, Francja — 70%.

W zależności od przyjętej wartości sprawności, dla miar metrycznych, wyrażających spadek i ilości przepływu wody, współczynnik C we wzorze $N = CQH$ przybiera następujące wartości dla mocy, wyrażonej w HP⁴⁾ (Anglja, Ameryka) względnie Cheval-Vapeur, P. S. (Francja, Niemcy) oraz w kW:

Sprawność	Wartość współczynnika C we wzorze $N = CQH$		
	konie mechaniczne ⁴⁾		kilowaty
	Anglja — Ameryka	Kontynent Europej.	
100	13,1	13,3	9,8
80	10,5	10,7	7,84
75	9,85	9,99	7,35
70	9,19	9,32	6,86

c) Spadek. Przyjęte w poszczególnych krajach określenia wartości spadku różnią się co do wyboru miejsca pomiaru odnośnych różnic poziomów. Najbardziej używana jest wartość spadku surowego, równa różnicy poziomów wody spiętrzonej przez jaz i wody w miejscu powrotu jej do rzeki.

d) Tryb przepływu. Z wyjątkiem statystyki energetycznej Francji, stosującej jeden tryb przepływu, jako podstawę obliczenia mocy (puissance normale disponible), normy innych krajów przewidują stosowanie dwu lub kilku wartości charakterystycznych przepływu:

(d—1) Przepływ przy stanach niskich (régime faible).

W Austrii, Indjach Holenderskich, Polsce i Szwecji, używana jest jako wartość charakteryzująca przepływ przy stanach niskich — przeciętna z rocznych minimów przepływu, wziętych z okresu wieloletniego (według terminologii Centralnego Biura Hydrograficznego M. R. P. przepływ 12-to miesięczny).

W Kanadzie — wartość „ordinary minimum flow” wyznacza się jako przeciętna nie z minimum poszczególnych lat, lecz z normalnych minimów tychże, z których każde stanowi przeciętną zespołu, złożonego z 14 minimalnych w danym roku przepływów (2-tygodniowe okresy).

W Stanach Zjednoczonych — proponowana jest wartość przepływu 90% w odniesieniu do całkowitego badanego okresu (równoważnik 11-to-miesięcznego przepływu dla okresu rocznego).

(d—2). Przepływ strefy średniej (régime moyen) i wyższej (régime élevé).

Z wyjątkiem Kanady, ustalającej odrębną metodę wyznaczania wartości charakterystycznej przepływu 6-cio miesięcznego (six month flow), większość katastrof wyznacza przepływ 6-cio

miesięczny (middle flow), jako przepływ o 50%-wym czasie trwania dla wieloletniego okresu; prócz tego występuje wartość przepływu o 75%-wym czasie trwania, której odpowiednikiem dla okresu rocznego jest przepływ 9-cio miesięczny.

Kataster francuski i austriacki stosują wartość przepływu średniego, wyznaczonego jako iloraz przepływu sumarycznego i całkowitej ilości sekund badanego okresu (module — Mittelwassermenge).

W strefie wyższej stosują niektóre katastrofy wartości przepływu 4-o (Polska) i 3-rzy-miesięcznego (Szwecja).

Zbadanie danych powyższych skłania Sekretarjat do wniosku, że zachowanie różnorodnych charakterystyk przepływu stanowi poważny szkodliwy do sprowadzenia do jednolitej podstawy oceny zasobów energetycznych. W pierwszej linii zatem wymaga unifikacji régime przepływu, stosowany do obliczenia mocy hydraulicznej. Odnośne przepisy tymczasowe, opracowane przez Komitet Normalizacyjny Stanów Zjednoczonych, a ustalające zarówno metody obliczenia, jak i wartości charakterystyczne przepływu, wskazują na to, że kwestja powyższa może otrzymać konkretne rozwiązanie nawet dla tak obszernego i różnorodnego pod względem hydrologicznym terytorjum, jak zlewnie rzek Stanów Zjednoczonych Ameryki Północnej.

Międzynarodowy Komitet badań przepływu rzek, po rozpatrzeniu zebranych przez Sekretarjat⁵⁾ materiałów, dotyczących podstawowych dat do obliczenia zasobów sił wodnych, ześrodkował swą uwagę na następujących kwestjach zasadniczych.

1) jaki spadek winien być brany pod uwagę przy obliczaniu siły wodnej na danym odcinku rzeki;

2) z jakim współczynnikiem winna być sprzężona wartość spadku przy ocenie tej mocy;

3) jakie są i jakie winny być metody wyznaczania wartości charakterystycznych przepływu dla celów statystyki międzynarodowej.

W wyniku dyskusji osiągnięte zostało następujące porozumienie:

1) spadek oblicza się całkowity (chute totale);

2) moc oblicza się jako surowa, odpowiadająca współczynnikowi wyzyskania teoretycznego. — 100%; przy tej metodzie obliczenia mocy hydraulicznej, pozostawia się ekspertowi ustalenie strat energetycznych odpowiednio do warunków miejscowych;

3) za podstawę danych statystycznych, dotyczących wartości przepływu, bierze się krzywą czasu trwania ze wskazaniem danych dodatkowych, dotyczących okresu stanów niskich (étiage); w tych przypadkach, gdy w danym kraju nie prowadzi się rejestracji wartości przepływu, któraby pozwalała na wyznaczenie odnośnej krzywej czasu trwania, uwzględnia się inne wartości charakterystyczne, oparte na danych kalendarzowych. Celem badań powyższych jest wyznaczenie następujących wartości:

a) najmniejszy przepływ roczny, lub z okresu kilkoletniego;

⁴⁾ Należy zaznaczyć, że wartość konia mechanicznego, przyjmowana w krajach, stosujących miary brytyjskie, nie różni się od przyjętej na kontynencie europejskim: 1 HP = 550 stopofunt. ang./sek., zaś 1 KM = 542,46 st. funt. ang./sek.

⁵⁾ Na posiedzeniu, odbytem w Bellagio we wrześniu roku 1927, vide: Commission Electrotechnique Internationale. Rapport général des réunions tenues à Bellagio. Fasc. 40.

b) przepływ w okresie stanów niskich, lub wogóle przepływ, zapewniony w ciągu znacznej części roku⁶⁾;

c) przepływ 6-cio miesięczny.

W pewnych wypadkach mogą się okazać potrzebne i inne dane szczegółowe.

Uznaje się, że powyższy układ posiada charakter wstępny i że cały odnośny materiał, łącznie z tekstem niniejszym, oraz sprawozdaniem z dyskusji, będzie zakomunikowany Komitetom Narodowym w celu ponownego zbadania sprawy.⁷⁾

Przytoczoną wyżej uchwałę Komitetu cechuje dość wyraźnie chwiejność, spowodowana prawdopodobnie obawą narzucenia metod, dotychczas w niektórych krajach niepraktykowanych; tak na przykład, łącznie z metodą krzywej czasu trwania sankcjonuje się wyznaczanie wartości charakterystycznych, sprzężonych z datami kalendarzowymi, oraz innych⁷⁾. Akcja ta sprawia wrażenie, że, o ile w dalszym etapie normalizacja przepływu nie uzyska rozwiązania jednolitego, sprawa unifikacji statystyki energetycznej pozostanie otwartą. Jedyny punkt, w którym uchwała Komitetu wprowadza normę jednolitą, dotyczy wartości spadów. Odnośnie do tej kwestji należy zaznaczyć, że poza materiałami, rozpatrywanymi przez Advisory Committee, Międzynarodowa Komisja Elektrotechniczna rozporządzała specjalnym sprawozdaniem, opracowanym przez eksperta prof. Angelo Forti (Włochy⁸⁾).

W sprawozdaniu tem zaznaczono przedewszystkiem potrzebę ścisłego określenia i wyboru wartości spadów, które to pojęcie rozszcza się na trzy oddzielne, a mianowicie:

H_n (chute naturelle) — spadek naturalny lub surowy — różnica poziomów wody w miejscu jej ujęcia i zwrotu do rzeki w warunkach naturalnych;

H_d (chute disponible) — spadek rozporządzalny — różnica poziomów wody powyżej i poniżej silników wodnych;

H_m (chute motrice vel utile vel nette) — spadek netto — różnica poziomów wody, po odjęciu strat pośrednich, czynnie oddziaływająca na silniki wodne.

Ekspert zaznacza, że wszystkie powyższe wartości, jako ściśle sprzężone z ilością przepływu, winny być rozpatrywane w związku z odnośnymi wartościami tegoż, przyjętymi jako charakterystyczne dla danych warunków wyzyskania siły wodnej⁹⁾.

Zdaniem tegoż eksperta, należy zwrócić uwagę na określenie stosunku spadów netto do spadów naturalnego ($H_m : H_n$), jako wskaźnika, oceniającego stopień wyzyskania spadów surowego w danych warunkach ujęcia siły wodnej. Ekspert zaznacza przytem, że w nomenklaturze dotychczasowej wartość tego stosunku nie była uwzględniona¹⁰⁾.

(d. c. n.)

Sprawozdania z posiedzeń.

3-cie ZEBRANIE PLENARNE POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

dn. 17 grudnia 1927 r.

Obecni pp.: przewodniczący P. K. En. inż. L. Tołoczko, wice-przewodniczący inż. K. Siwicki, sekretarz generalny Prof. Dr. B. Stefanowski, inż. Cz. Benedek (M. P. i H.), inż. F. Bogatko (Rada Naczelna Przem. Cukr.), inż. S. Czarnocki (Inst. Geolog.), inż. W. Cywiński (Min. Spr. Wewnętrznych), mjr. S. G. inż. K. Jackowski (M. S. Wojsk.), inż. A. Konopka (M. R. P.), inż. J. Konopka (Zw. Gaz. i Wodoc.), inż. Cz. Mikulski (kier. Biura PKEEn), inż. Prokopowicz (M. R. P.), inż. W. Rosental (M. R. P.), prof. M. Rybczyński (przew. Komisji Wodnej P. K. En.), inż. K. Straszewski (Zw. Elekrowni), inż. St. Turczynowicz (M. Rolnictwa), inż. W. Weker (M. Komunikacji) i inż. P. Wrangel (M. P. i H., wydz. naft.).

1. Protokół zebrania poprzedniego przyjęto, z poprawką wniesioną przez p. mjr. S. G. Inż. K. Jackowskiego, który zaznaczył, iż w przemówieniu swem w sprawie Komisji Transportowej P. K. En. pragnął podkreślić doniosłość ogólną skoordynowania prac na polu transportu i proponował ewentualne przeprowadzenie w tym celu

⁶⁾ Według preliminowanego protokołu z tegoż posiedzenia (publikacja R. M. 64) punkt powyższy jest zastąpiony przez „przepływ średni arytmetyczny z danego okresu”; prócz tego, zaznacza się, że komitet uchwała przyjęcie kilowata jako jednostki energii wodnej.

⁷⁾ Pod tym względem wnioski postawione w sprawozdaniu Sekretarjatu Komitetu Międzynarodowego są bardziej kategoriyczne.

⁸⁾ „Importance de l'unification internationale des termes, des définitions et des symboles se rapportant aux questions hydrauliques des installations hydro-électriques” vide Rapport I. c., page 63.

odpowiedniej ankiety, nie miał jednak na myśli, by prace te były konieczne ześrodkowane li tylko w Komisji Transportowej P. K. En.

2. Sprawozdanie z działalności P. K. En. zreferował p. prof. dr. B. Stefanowski, sekretarz generalny P. K. En. Sprawozdanie to jest podane osobno (p. „Sprawozdania i Prace P. K. En.” „Przegl. Techn.” 1928, str. 21—13).

W dyskusji, jaka się rozwinęła na tle tego sprawozdania, zabierali głos pp.: Straszewski, Raźniewski, Stefanowski, Benedek, Czarnocki, Konopka, Jackowski, Cywiński,

⁹⁾ Pogląd ten znalazł wyraz w stosowanym w statystyce zakładów wodnych Italji wzorze, określającym wartość przeciętnej rocznej mocy siły wodnej P (w koniach mechanicznych - teoretycznych) $P = \frac{1000}{75} \cdot \frac{\Sigma QH}{12}$, w którym wartości przepływu miesięcznego sprzęgają się z odpowiadającymi im wartościami spadów.

Vide: „Statistica delle grande utilizzazioni idrauliche per forza motrice” — wydawnictwo Ministero dei Lavori Pubblici, Consiglio Superiore, Servizio Idrografico.

¹⁰⁾ Należy zaznaczyć, że myśl wprowadzenia terminów, oznaczających stosunki poszczególnych wartości spadów, jako miary wyzyskania siły wodnej, nie jest nową. Tak np. Rümelin („Wasserkraftanlagen”, II) oznacza przez:

$$\eta_a = \frac{\text{Brutto}}{\text{Roh}} \text{gefälle,}$$

$$\eta_i = \frac{\text{innerer Wirkungsgrad der Wasserkraftanlage}}{\text{Brutto}} \text{gefälle.}$$

We wzorach powyższych termin Bruttogefälle jest użyty w znaczeniu Stationsgefälle (według Lügera jest to: „Unterschied zwischen dem betriebsmäßigen Ober- und Unter-Wasser einer Kraftstation”), co najbliższemu odpowiada użytemu przez prof. Forti'ego terminowi „chute disponible”.

Rohgefälle znajduje swój odpowiednik w terminie „chute naturelle”, Nettogefälle — w terminie — „chute motrice”. Stąd wynika, że proponowany przez prof. Forti'ego stosunek H_m do H_n nieznacznie różni się od wartości η_i .

Wrangel i Tołłoczko, przyczem poruszono zagadnienia: utworzenia Komisji Elektrotechnicznej, mającej badać sprawę wytwarzania i użytkowania energii elektrycznej z punktu widzenia gospodarczego; dalej sprawę ożywienia tempa prac komisji łódzkiej i rozszerzenia jej działalności na okręg Zagłębia węglowego (p. Raźniewski), współdziałania Komitetów: Energetycznego, Elektrotechnicznego i Normalizacyjnego (propozycja p. Jackowskiego organizowania co miesiąc zebrań porozumiewawczych sekretarzy generalnych tych 3-ch Komitetów), metod współpracy pomiędzy Komitetami w zakresie analogicznych zagadnień, utworzenia podkomisji statystycznej przy Komisji Naftowej z siedzibą tej podkomisji w Warszawie (wniosek p. P. Wrangla), utworzenia podkomisji drzewnej ewentualnie w Wilnie (p. Cywiński), centralizacji i decentralizacji prac P. K. En., badania mieszanek spirytusowych (p. Benedek) i in.

Po wyjaśnieniach, udzielonych przez pp. Tołłoczke i Stefanowskiego, nie powzięto żadnych wniosków zśród podnoszonych w dyskusji, sprawozdanie zaś sekretarza generalnego przyjęto do wiadomości.

3. **Sprawozdanie ze Zjazdu w Cernobbio.** Przewodniczący inż. L. Tołłoczko, powołując się na ogłoszone już w wydawnictwie P. K. En. sprawozdanie oficjalne, ogranicza swe przemówienie do wskazania tylko głównych punktów obrad Międzynarodowej Rady Wykonawczej oraz ogólnego tła obrad. Wspomina więc o załatwieniu sprawy statystyki wytworzonej energii elektrycznej, przez odstąpienie jej organizacji francuskiej, o przyjęciu statutu W. K. En. i podniesieniu sprawy języka obrad, wreszcie o rozpoczętej pracy nad statystyką porównawczą zasobów energetycznych świata.

Sprawozdanie przyjęto do wiadomości.

4. **Projektowana działalność P. K. En. na przyszłość.** Sprawę tę referuje prof. B. Stefanowski, sekretarz generalny P. K. En. Poza pracami bieżącymi i rozpoczętymi już w różnych Komisjach P. K. En., w najbliższym czasie oczekują Komitet prace następujące: 1) przygotowanie referatów na Zjazd Sekcyjny (paliwowy) w Londynie, 2) przygotowywanie materiałów na Wystawę Powszechną w Poznaniu w roku 1929, 3) utworzenie Komisji Elektrotechnicznej, 4) rozwiązanie sprawy zharmonizowania prac pokrewnych Komitetów na terenie krajowym.

W dyskusji p. inż. S. Turczynowicz zaproponował utworzenie przy P. K. En. Komisji wyzyskania energii wiatru. Wniosek ten został przyjęty i na przewodniczącego nowej Komisji wybrano p. St. Turczynowicza.

5. **Budżet.** Po zreferowaniu przez p. sekretarza generalnego budżetu w ramach następujących:

Preliminarz budżetu P. K. En. na rok 1928.

(od 1.IV.28 do 31.III.1929).

Do chody:

1. Dotacja ze Skarbu Państwa zł. 47.000.—

Wydatki:

1. Koszty utrzymania biura 13.000.—

2. Prace Komisji 21.000.—

3. Koszty drukarskie 13.000.—

Razem zł. 47.000.—

przyjęto go do wiadomości.

6. **Regulamin.** W myśl uchwały zebrania poprzedniego, regulamin P. K. En., przyjęto wówczas przewidywająco, z zastrzeżeniem terminu miesięcznego na zgłaszanie poprawek. Ponieważ dotąd poprawek tych, po 11

miesiącach, nie zgłoszono, przeto regulamin przyjęto w proponowanym poprzednio brzmieniu.

7. **Wolnych wniosków** nie zgłoszono.

Zamykając posiedzenie, przewodniczący zawiadomił zebranych, że w r. 1930 odbędzie się Plenarne Zebranie W. K. En. w Niemczech, zaś w r. 1929 — 2 zebrania sekcyjne: w Barcelonie i w Tokio.

KONGRES PALIWOWY W LONDYNIE. (Fuel Conference).

W dn. od 24 września do 6 października r. b. odbędzie się w Londynie, pod przewodnictwem honorowym Earl of Balfour'a, a przewodnictwem rzeczywistym Sir Alfreda Mond'a, Kongres Paliwowy, zwołany przez Wszechświatową Konferencję Energetyczną. Program Zjazdu obejmuje (jak o tem donosiliśmy już w r. ub. w Sprawozd. i Pracach P. K. En.) nast. działy: paliwa stałe, płynne i gazowe, zastosowania paliw i zagadnienia ogólne. Każdy z tych działów dzieli się z kolei na poddziały, jak: skład chemiczny, klasyfikacja, próby, wydobycie i sortowanie, przechowywanie, przewóz, wreszcie wyzyskanie paliw i uzyskiwanie produktów ubocznych. Dział ogólny obejmuje tematy także, jak: kształcenie fachowców-energetyków, organizacje zajmujące się racjonalnym użytkowaniem paliwa, współpracę w zakresie racjonalizacji gospodarki energetycznej i t. d.

Na podstawie doświadczenia z poprzednich Zjazdów, kierownictwo Kongresu postanowiło, by poszczególne referaty (z którym każdy ma obejmować najwyżej 7500 wyrazów) nie były wygłaszane przez autorów, lecz omawiane odrębnie łącznie z innymi, przez referenta generalnego danego działu. Referaty będą wydane (w jednym z 3-ch języków: angielskim, francuskim i niemieckim, ze skróceniem w imz tych języków) w osobnym wydawnictwie.

Referaty są składane nie przez pojedyncze osoby, lecz przez Narodowe Komitety Energetyczne poszczególnych krajów.

Polski Komitet Energetyczny ma złożyć niewielką ilość referatów, bo tylko 3—4 prace z zakresu użytkowania ropy i gazów ziemnych. Być może jednak, że ilość ta będzie powiększona jeszcze 1—2 referatami, dotyczącymi węgla.

Komitet niemiecki występuje z 15 referatami, których tematy już są ogłoszone (VDI., 1928, zesz. 5), mianowicie: 1) wyzyskanie techniczne i obsługa koksowni; 2) stan obecny uszlachetniania węgla w Niemczech; 3) stan badań pyłu węglowego w Niemczech; 4) uszlachetnianie torfu; 5) potrzeby automobilizmu i lotnictwa w zakresie paliw ciekłych; 6) zaspakajanie tych żądań przez obecny przemysł naftowy; 7) zastosowanie olejów ciężkich do napędu szybkoobrotowych silników pojazdowych; 8) poglądy na zastosowanie sprzętu gazowego; 9) stan obecny badań paliwa w przemyśle gazowniczym; 10) własności gazu mirodajne dla jego użytkowania jako paliwa; 11) zagadnienia techniczne gazociągów dalekonośnych; 12) poglądy na ekonomiczne wyzyskanie kaloryj w postaci gazowej lub stałej; 13) gospodarka opałowa kolei Rzeszy; 14) możliwości sprzężenia uszlachetniania węgla z wytwarzaniem energii elektrycznej; 15) organizacje zajmujące się doskonaleniem gospodarki cieplnej i energetycznej w Niemczech.

Naogół Zjazd tegoroczny WKEN ma być przeprowadzony pod znakiem wytwarzania energii, natomiast następną Konferencją (plenarną) WKEN która ma się odbyć w Berlinie w r. 1930, poświęcona będzie przeważnie zagadnieniom rozdziału i użytkowania energii.