

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Most wiszący na rz. Delaware w Filadelfji w porównaniu z innymi mostami o dużych rozpiętościach, (c. d.) nap. Dr. Inż. St. Kunicki, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Interpretacja dynamiczna przybliżonej metody wyznaczania odkształceń sprężystych w konstrukcjach budowlanych, nap. Dr., Inż. W. Wierzbicki, Docent Politechniki Warszawskiej.

Korygowanie profilu ewolwentowego ząbienia, nap. Inż. T. Jakubowski.

Przegląd pism technicznych.

Sprawozdania i prace Polskiego Komitetu Energetycznego.

SOMMAIRE:

Le pont suspendu sur la Delaware à Philadelphie, en comparaison avec les autres ponts aux grandes ouvertures (suite), par M. St. Kunicki, Dr., Professeur à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.

L'interprétation dynamique de la méthode du calcul approché des déformations élastiques des constructions, par M. W. Wierzbicki, Dr., Ing., Docent à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.

Les corrections du profil des dents des roues à denture développante, par M. T. Jakubowski, Ingénieur.

Revue documentaire.

Bulletin du Comité Polonais de l'Energie.

Most wiszący na rz. Delaware w Filadelfji w porównaniu z innymi mostami o dużych rozpiętościach.^{*)}

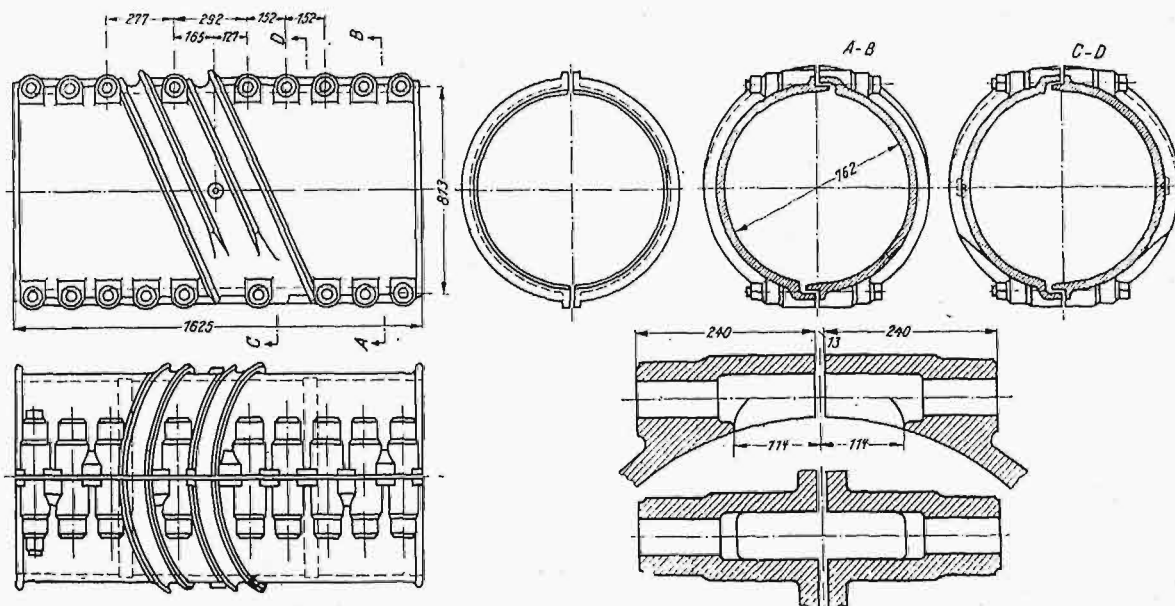
Opracował Dr. inż. St. Kunicki, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Wieszaki ze stalowych lin drucianych.

Belki (kratownice) sztywności i złączona z nimi jezdnia zawieszona są na dwóch głównych linach zapomocą wieszaków, składających się z czterech lin stalowych każdy, o średnicy 5,65 cm; przechodzą one przez dwa rowki, w które zaopatrzone

Stal użyta na druty wieszaków jest tego samego gatunku, co głównych lin wiszących. Każda lina wieszaków musi wytrzymać obciążenie rozciągające 181 t; ta sama lina zgięta około mufki o średnicy 81,3 cm musi wytrzymać obciążenie rozciągające 172 t.

Wewnętrzna powierzchnia mufki stalowej jest



Rys. 19. Normalne mufki stalowe do łączenia wieszaków z linami głównymi. Widok i przekroje A—B i C—D oraz szczegół połączenia połówek mufki.

są stalowe mufki, o średnicy 81,3 cm. Mufki te składają się z dwóch połówek, nakładanych na wiszącą linę i ześrubowywanych (rys. 19).

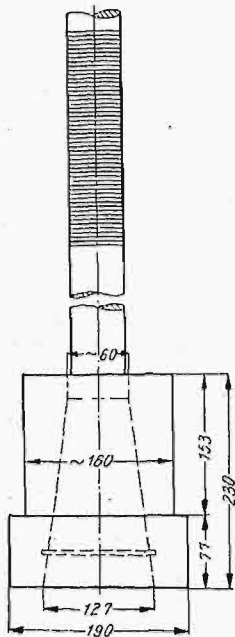
chropowata i, przy połączeniu dwóch części mufki śrubami ze stali wysokowartościowej, mocno naciska na powierzchnię liny wiszącej.

Na rys. 20 wskazano rozszerzenie dolnego końca wieszaków, zalane roztopionym cynkiem, zaś na

^{*)} Ciąg dalszy do str. 628 Nr. 30—31 r. b.

rys. 21 — widok połączenia wieszaków z główną liną wiszącą.

Wysokość belek (kratownic) sztywności wynosi 8,54 m między osiami pasów tych belek, co



Rys. 20. Ukształtowanie dolnego końca wieszaka.

Do belek poprzecznych przymocowane są co 1,17 m belki podłużne o wysokości 0,475 m, na których w środkowej części przekroju mostu, na szerokości 17,37 m, ułożona jest jezdnia żelazobetonowa dla sześciu rzędów wozów. Po bokach tej jezdni, lecz między belkami (kratownicami) sztyw-



Rys. 21. Widok połączenia wieszaków z linami głównymi.

ności, znajdują się pojedyncze tory tramwajowe. Na wspornikach, z zewnątrz belek (kratownic) sztywności, ułożono po jednym torze dla miejskiej kolei elektrycznej (metro).

stanowi około $\frac{1}{62}$ rozpiętości przęsła środkowego mostu. Osie lin i belek kratowych są rozstawione w planie na odległość 27,15 m jedna od drugiej. Przekroje pasów i słupków belek sztywności są uwidocznione na rys. 22.

Do słupków belek sztywności są przymocowane poprzeczne belki jezdni, których pełna długość, razem z wystającymi poza belki wspornikami, stanowi 37,25 m. Belki poprzeczne jezdni są rozstawione co 6,25 m w przęśle środkowym mostu i co 6,30 m w przęsłach skrajnych.

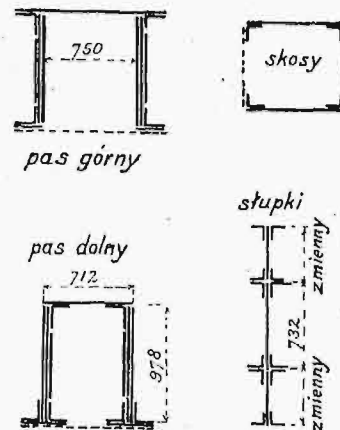
Do belek poprzecznych przymocowane są co 1,17 m belki podłużne o wysokości 0,475 m, na któ-

Jeźdnia składa się z płyt żelazobetonowych o grubości 15,3 cm, rozciętych na części, odpowiadające dwu polom między belkami poprzecznymi, i mających w miejscach rozcięcia odpowiednie szwy dylatacyjne. Uzbrojenie żelazne tej płyty żelazobetonowej składa się z matych kratownic żelaznych, postawionych w poprzek jezdni w odległościach co 15,3 cm i mających wysokość 11,4 cm, oraz z podłużnych okrągłych prętów żelaznych. Na płycie żelazobetonowej położona jest warstwa asfaltu o grubości 6,4 cm (rys. 23 i 24). Chodniki zaś są wykonane z płyt żelazobetonowych o grubości 7,6 cm. Są one położone na wspornikach zewnętrznych na wysokości górnego pasa belek kratowych usztywniających i mają szerokość 3,05 m. Wysokość belek poprzecznych jest 2,44 m.

Przekrój poprzeczny mostu w większej skali jest podany na rys. 25.

Tężniki mostu.

Równoległe do powierzchni jezdni wykonano trzy rodzaje tężników (rys. 26). Pierwsza rama (wiatrowa) położona jest u dołu belek poprzecznych



Rys. 22. Przekroje pasów, słupków i skosów belek sztywności.

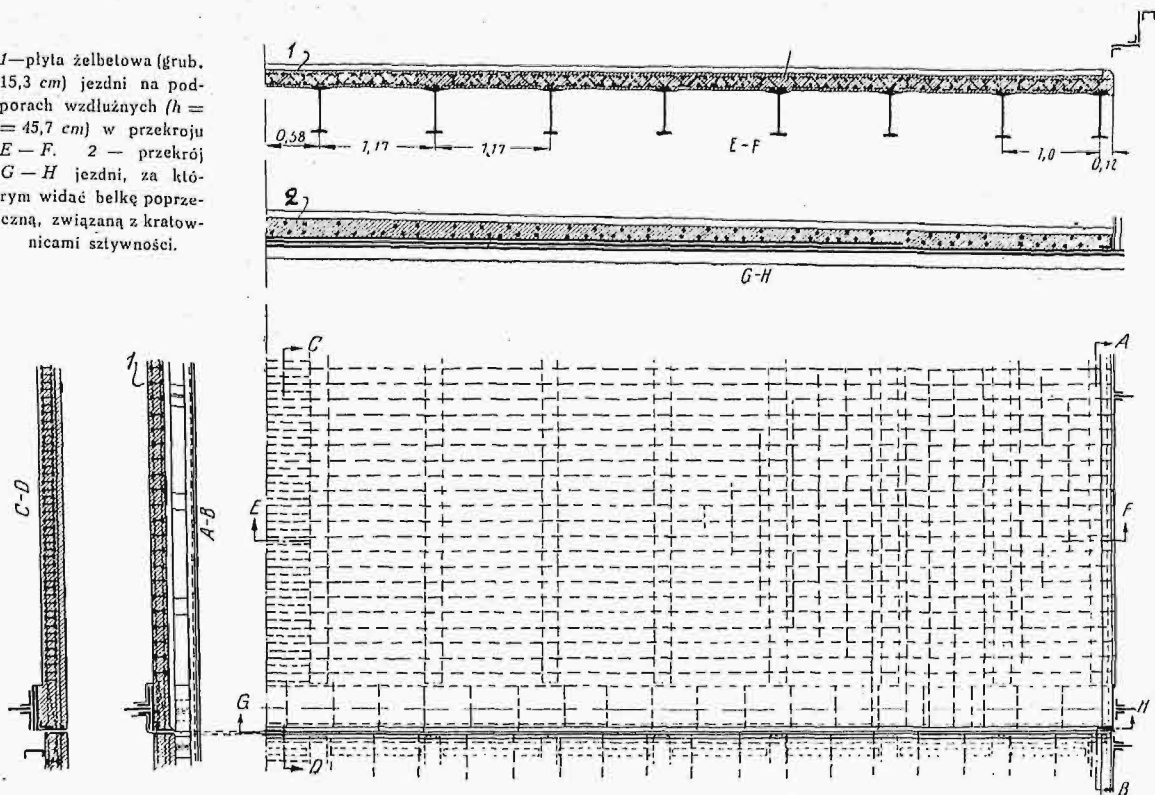
i wykonana z tężników ze stali krzemowej, osobnych dla każdego przęsła. Tężniki te mają ruchome w kierunku podłużnym połączenia ze środkowymi wieżami (rys. 27, 28 i 29).

Sztywne półramowe połączenia każdego węzła pasa górnego z belką poprzeczną przeciwdziałają wyboczeniu się tego pasa (rys. 25). Dodatkowe naprężenia, wywołane w górnym pasie belki sztywności przez to sztywne połączenie, nie przekraczają 210 kg cm^2 , a zasadnicze dopuszczalne naprężenie w górnym pasie belki sztywności zostało o tę wartość zmniejszone przy obliczeniu.

Pod każdym z czterech torów kolejowych urządzone są, dla usztywnienia jezdni, połączenia tężnikowe (rys. 26), które stanowią drugą kategorię tężników poziomych.

Wreszcie skosy poziome pod chodnikami stanowią trzecią kategorię tężników, służącą jednocześnie do usztywnienia przeciwko wyboczeniu w płaszczyźnie poziomej górnego pasa belki sztywności.

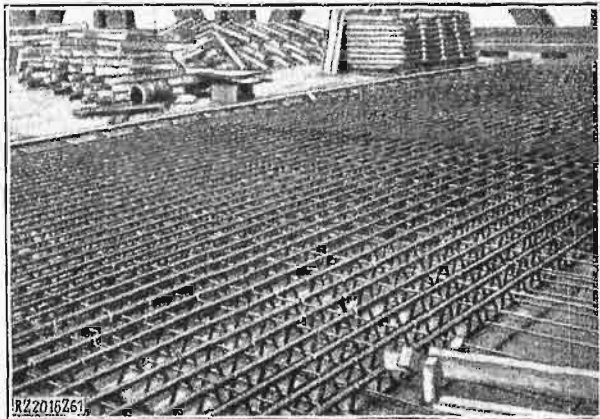
1—plyta żelbetowa (grub. 15,3 cm) jezdni na podporach wzdłużnych ($h = 45,7$ cm) w przekroju E-F. 2 — przekrój G-H jezdni, za którym widać belkę poprzeczną, związaną z kratownicami sztywności.



Rys. 23. Żelazobetonowa jezdnia mostu Filadelfijskiego. Przekrój poprzeczny połowy szerokości.

Wieże stalowe na filarach:

Wieże stalowe na filarach (rys. 27, 28, 30, 33), składające się z dwóch słupów metalowych wewnątrz pustych (w postaci więc rur o przekroju



Rys. 24. Uzbrojenie żelaznej płyty żelbetowej jezdni.

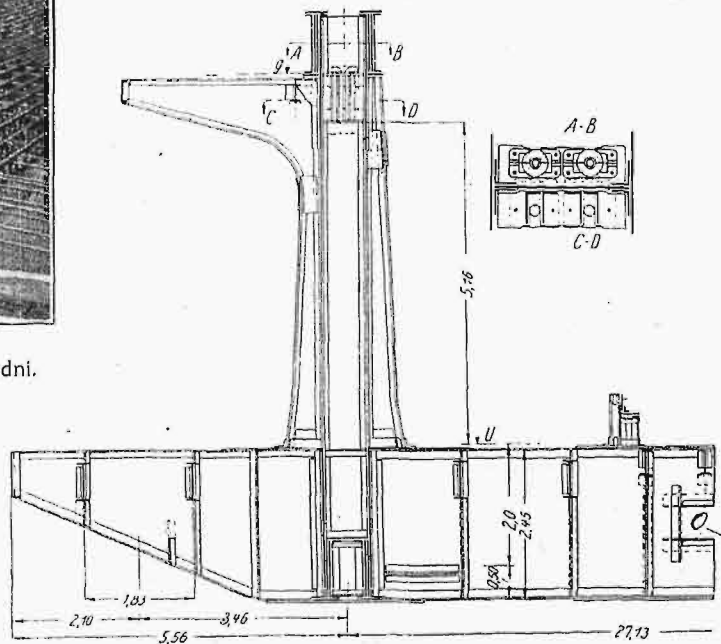
prostokątnym), mających w planie kształt krzyża, utworzone są z pełnych blach stalowych oraz z kątownek i mają wysokość 106 m nad filarami kamiennymi. Wieże te są przymocowane do filarów zapomocą 20 prętów fundamentowych zakotwienia o długości do 7 m i o średnicy 76 mm. Stalowa lina przechodzi przez wierzchołki tych wież, zaś w bocznych przesłach obniża się ku przyczółkom (rys. 8 i 16), w których jest zakotwiona.

W celu zmniejszenia objętości przyczółków, lina stalowa jest odchylna pod kątem rozwartym

od linii SS do prostej SA, t. j. prawie pod kątem 45° do pionu, opierając się w punkcie odchylenia na pochyłej wieży SB, grającej rolę odchylnicy liny, czyli ramienia odchylnego.

Liny opierają się zarówno na wierzchołkach głównych wież, jak i na słupach odchylnych (wieżach pochyłych) bez żadnych łożysk ruchomych, a tylko zapomocą siodełek.

Wskutek tego obciążenie mostu może wpły-

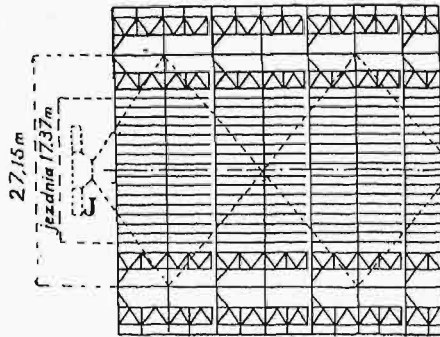


Rys. 25. Przekrój mostu. Na prawo u góry połączenie wieżaków. O — otwór w belce poprzecznej do umieszczenia przewodów. U — podstawa szyny; g — poziom chodnika.

wać na dość znaczne odkształcenia wież, co jest w zupełności uwzględnione w obliczeniach mostu.

Jest to jedna z charakterystycznych cech, odróżniających Filadelfijski most od innych mostów wiszących.

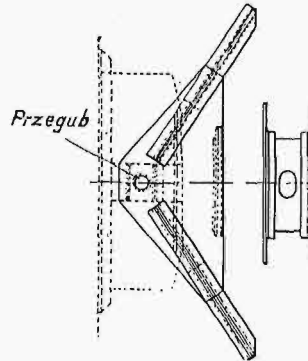
Kratownica usztywniająca jest rozcięta na trzy części: środkową — pod przęsem środkowym —



Rys. 26. Plan wiatrownic i belek jezdni.

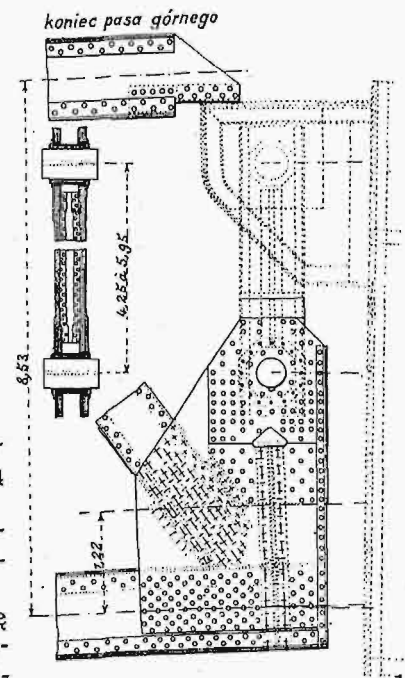
i dwie skrajne — pod przęsłami bocznymi. W celu swobodnego odkształcania się pod działaniem obciążenia i pod wpływem zmian temperatury, podpory tych kratownic wykonane są jak pokazano na rys. 34, przedstawiającym schemat zawieszenia kratownic. Środkowa kratownica usztywniająca może być praktycznie uważana za zamocowaną w środku i mogąca swobodnie się rozszerzać w obie strony, gdyż w końcach jej umieszczone są pręty-wa-

hacze, łączące ją z wieżami metalowymi podpór środkowych (rys. 29). Co się zaś tyczy skrajnych kratownic usztywniających, to te są zamocowane na przyczółkach, mianowicie na pochyłym słupku odchyliczu lin, zaś drugi ich koniec, połączony za-

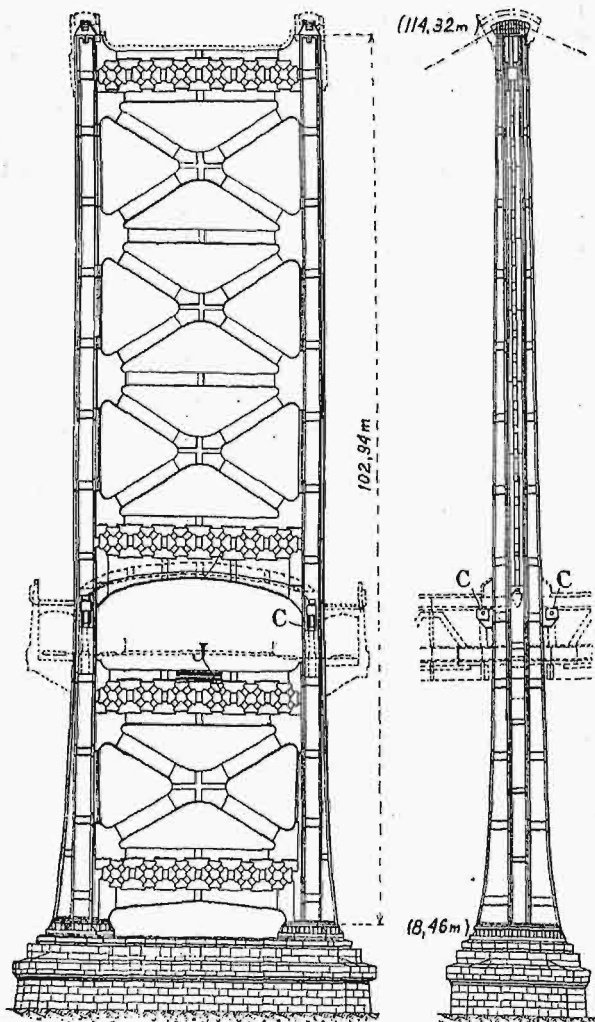


Rys. 27. Szczegół połączenia ruchomego wiatrownic z wieżą.

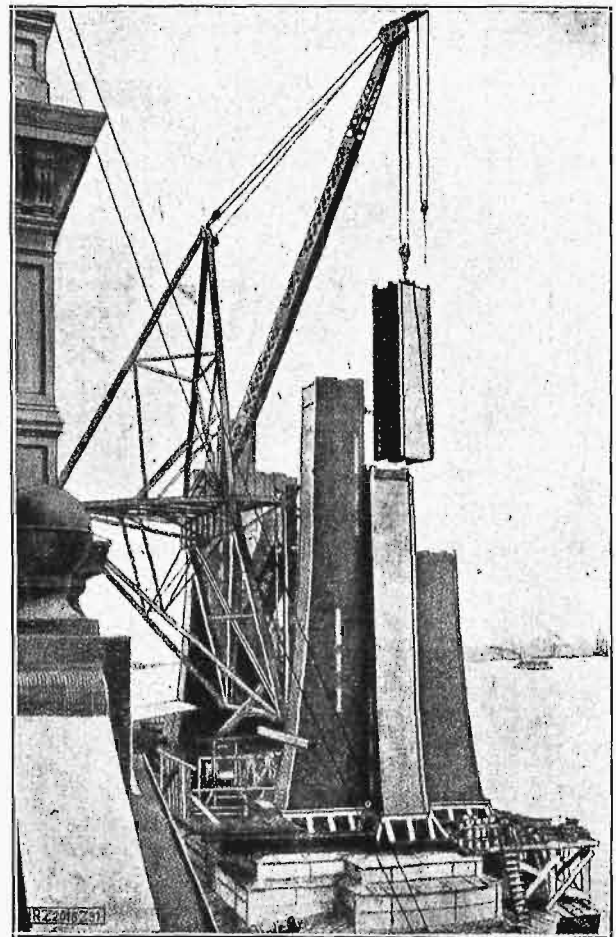
pomocą pręta wahacza z wieżą metalową, może swobodnie się przesuwać, czyli kratownica usztywniająca może się swobodnie rozszerzać przy zmia-



Rys. 29. Szczegół zawieszenia belek sztywności.



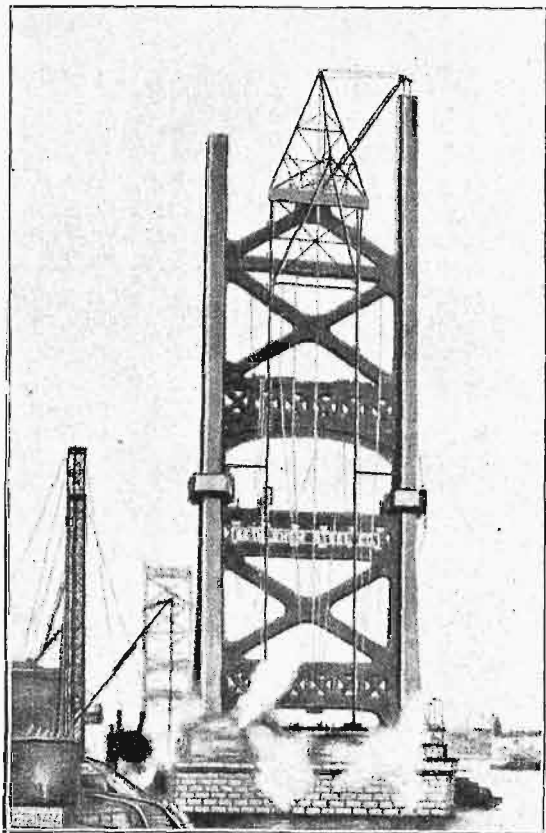
Rys. 28. Elewacja i rzut boczny wieży metalowej na filarze.



Rys. 30. Montowanie wież metalowych.

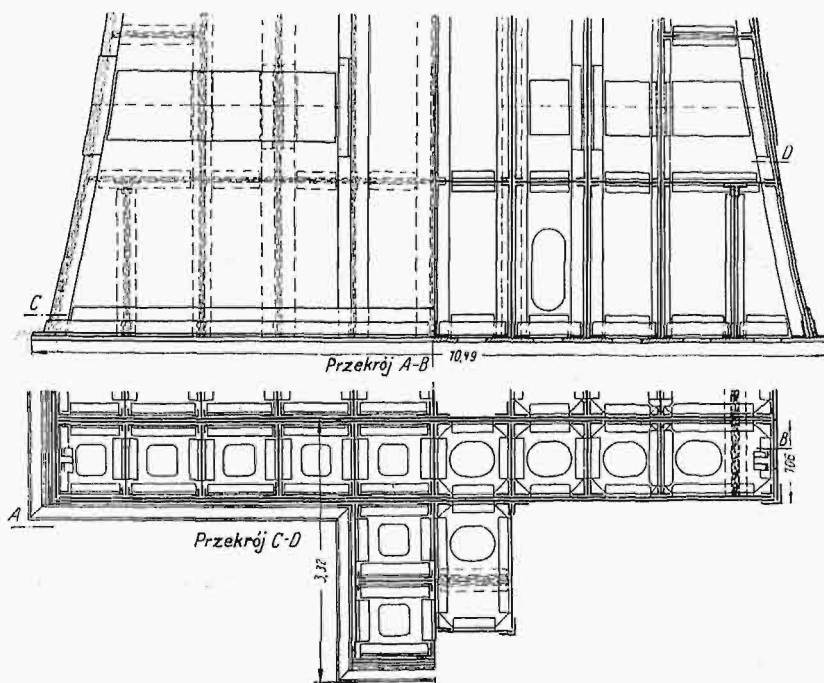
nie temperatury, lub przesuwac przy odkształceniu.

Na rys. 27, 28 i 29 pokazane są połączenia w łączycy kratownic sztywności z wieżami w punktach (C) oraz wiatrownic z wieżami w punktach (J).



Rys. 31. Montaż wieży zapomocą żurawia przesuwnego.

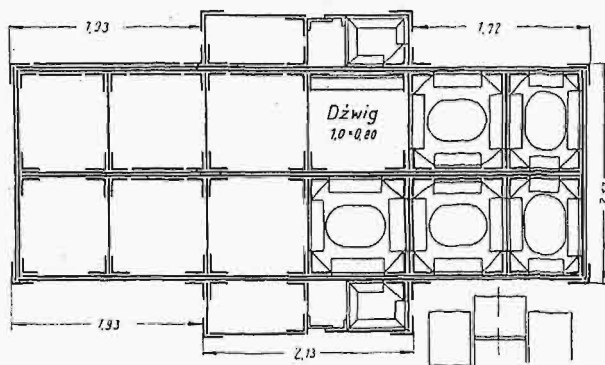
Szczegół połączenia ruchomego (J) wiatrownic z wieżami (za pośrednictwem owalnego otworu i sworzni) pokazany jest na rys. 27.



Rys. 32. Szczegół podstawy wieży.

Kamienne filary pod wieżami głównymi.

Filary kamienne pod głównymi wieżami (środkowymi) mostu są ufundowane na stalowych kesonach z drewnianym obiciem i nadbudową o wymiarach $43,615 \times 20,945$ m (rys. 35). Nad komorą roboczą tych kesonów, jak widać z rys. 36, urządzona jest w betonie specjalna komora do składania wydobywanego gruntu, oraz jako schronisko dla robotników w czasie wysadzania skały minami. Kesony te wykonano w całości w stoczni, następnie przyholowano na miejsce robót, zanurzono i wreszcie opuszczono przy użyciu sprężonego powietrza. Głębokość posadowienia kesonów, po przejściu mułu i piasku, stanowiła 17,70 m poniżej poziomu wysokiej wody od strony Filadelfji i 25,10 m od strony Camden'u. Największe ciśnienie powietrza wynosiło 1,96 i 2,38 kg/cm^2 . Odnosne kubatury muru stanowiły 20 600 m^3 i 24 200 m^3 , włączając licowanie granitem. Korona masywu filarów ma kotę (+ 8,46). W ciągu jednego dnia opuszczano keson na 17 do 38 cm. Koszt 1 m^3 muru



Rys. 33. Przekrój wieży w środku jej wysokości.

licowanego granitem wynosił średnio 37 dol. Ogólny koszt podpór pod wieżami wyniósł 1 641 879 dolarów.

Przyczółki.

Przyczółki (rys. 16) zbudowano każdy na dziesięciu studniach żelazo-betonowych, opuszczonych do gruntu skalistego. Mianowicie od strony rzeki opuszczone są po dwie studnie duże prostokątne o wymiarach $38,12 \times 12,19$ m (przyczółek Filadelfijski) i $42,70 \times 12,19$ m (przyczółek od strony Camden'u). Głębokość posadowienia dużych studzien stanowi dla pierwszego przyczółka 18,60 m, dla drugiego — 31,10 m. Ponadto w każdym przyczółku mamy po osiem małych okrągłych studzien żelbetowych.

Na duże studnie działa ciśnienie pochyłych wień odchylających i parcie poziome lin, na małe zaś — o średnicy zewnętrznej 6,06 m — ciężar części przyczółka, w której jest urządzone zakotwienie lin stalowych mostu. Studnie były zbudowane na miejscu w odkrytym wykopie i opuszczone zapomocą wypompowania wody i wyjęcia gruntu kopaczkami aż do twardej skały; po opuszczeniu, studnie były zapełnione betonem.

(d. c. n.)

Interpretacja dynamiczna przybliżonej metody wyznaczania odkształceń sprężystych w konstrukcjach budowlanych.

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

W tych razach, gdy całkowanie równań różniczkowych belek lub płyt natrafia na trudności matematyczne, uciekamy się do obliczenia odkształceń zapomocą metody, opartej na pomysle rozwiązywania zadań rachunku warjacyjnego, ogłoszonym przez Ritz'a¹⁾, a wyzyskanym dla celów mechaniki budowli przez zastęp teoretyków przedmiotu, w pierwszej linii z prof. Timoszenką²⁾, dzięki pracom którego metoda ta głównie się rozpowszechniła.

Zadanie, do którego sprowadza się sposób przybliżonego wyznaczenia odkształceń płyt, belek, naczyń grubościennych i innych konstrukcji, polega na znalezieniu takiej funkcji $w = F(x)$ względnie $w = F(x, y)$, dla której wartość całki:

$$I = \int_b^a f(x, w, w', w'', \dots) dx, \dots \quad (1)$$

w granicach od a do b odpowiadałaby ekstremum.

Zaproponowany przez Ritz'a sposób znajdowania funkcji $w = F(x)$ polega na następującem.

Należy, przedewszystkiem, przedstawić poszukiwaną funkcję, jako rozwiniętą w szereg:

$$w = \psi(x) + a_1 \psi_1(x) + a_2 \psi_2(x) + \dots + a_n \psi_n(x) \dots (2)$$

o skończonej liczbie wyrazów, w którym ψ oznaczają pewne znane funkcje x (względnie x i y), odpowiadające tym samym warunkom brzegowym, co funkcja w , zaś $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ nieznanne i od x niezależne współczynniki, odgrywają rolę współrzędnych układu.

Należy w dalszym ciągu wstawić pod znak całki I , zamiast w i jej pochodnych, szereg (2) lub szereg ten odpowiednio zróżniczkowany oraz wykonać całkowanie w ten sposób otrzymanej funkcji $f(x)$ w danych granicach, przedstawiając całkę I jako funkcję współczynników $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$:

$$I = \int_b^a f(x) dx = \mathfrak{F}(a_1, a_2, a_3, \dots, a_n), \dots \quad (3)$$

Należy, wreszcie, potrzebne do ustalenia kształtu funkcji w współczynniki $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ wyznaczyć z równań:

$$\frac{\partial I}{\partial a_1} = 0; \frac{\partial I}{\partial a_2} = 0 \dots \frac{\partial I}{\partial a_n} = 0, \dots \quad (4)$$

wyrażających warunek, iż całka (1), a więc i funkcja (3) uzyskała jedną z wartości ekstremalnych.

¹⁾ W. Ritz. „Ueber eine neue Methode zur Lösung gewisser Variationsprobleme der Mathematischen Physik”. Journal für reine und angewandte Mathematik, 1909, Bd. 135.

²⁾ S. Timoszenko „Priloženje normalnych koodinat...”, Izv. Kijewsk. Pol. Inst. 1910 oraz inne prace tegoż autora.

Gdy chodzi o wyznaczenie odkształceń sprężystych konstrukcji budowlanych, to rolę funkcji $w = F(x, y)$ odgrywa w przytoczonym sposobie postępowania poszukiwane równanie odkształceń osi lub powierzchni, zaś rolę wielkości I , osięgającej ekstremum wówczas, gdy odkształcona oś belki lub odkształcona powierzchnia środkowa płyty odpowiada poszukiwanemu równaniu, odgrywa w tych wypadkach zwykle energia potencjalna układu, której wartość maximalna i minimalna odpowiada warunkowi równowagi.

Proponując omówiony sposób rozwiązywania zadań rachunku warjacyjnego, Ritz miał na widoku rozwijanie funkcji w w szeregi zbieżne przy wzrastającym n . Ponieważ jednak w zagadnieniach, dotyczących konstrukcji budowlanych, często korzystamy z szeregów, których zbieżność nie została udowodniona, należałoby więc w tych wypadkach, jak to robi prof. M. T. Huber³⁾, porównywać otrzymane wyniki z odpowiednimi równaniami różniczkowymi zadania.

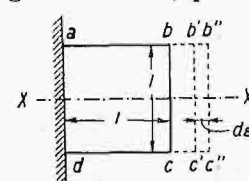
Całkowita energia potencjalna U pewnego układu sprężystego wyraża się, jak wiadomo, wzorem:

$$U = V - T, \dots \quad (5)$$

gdzie V oznacza energię sprężystą układu, zaś T — pracę sił zewnętrznych. Rozważmy, w zakresie, dotyczącym zadania niniejszego artykułu, niektóre właściwości wielkości V i T .

Bierzemy sześcian sprężysty a, b, c, d o długości boku 1, przedstawiony w widoku na rys. 1.

Niech płaszczyzna ad będzie nieruchoma, zaś prostopadle do płaszczyzny bc niech działają równomiernie rozłożone siły jednostkowe (naprężenia) σ , których wartość wzrasta do σ w sposób ciągły, poczynając od 0. Sześcian jest więc wyciągany w kierunku osi xx siłą $\sigma \cdot 1 \cdot 1$, której odpowiada wydłużenie sześciana $\varepsilon \cdot 1$, gdzie ε oznacza jego wydłużenie jednostkowe. Przypuścimy, że siła σ doznała przyrostu $d\sigma$, czem odpowiada przyrost wydłużenia $d\varepsilon$. W czasie przesuwania się płaszczyzny $b'c'$ na miejsce $b''c''$ siła σ , działająca na tę płaszczyznę, wykona pracę $\sigma d\varepsilon$, a na przesunięciu



Rys. 1.

$b'b'' (= c'c'')$ pracę $\int_0^{\sigma} \sigma d\varepsilon$. Wstawiając tu, zamiast

³⁾ M. T. Huber „Teoria płyt”, 1921, str. 240.

M. T. Huber „Kryteria stałości równowagi”, 1926.

σ , wzór $\sigma = \epsilon \cdot 1$ i wykonywując całkowanie, otrzymujemy dla jednostkowej energii sprężystej trzy wzory następujące:

$$V_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \dots \dots \dots (6)$$

$$V_1 = \frac{1}{2} \epsilon^2 E \dots \dots \dots (7)$$

$$V_1 = \frac{1}{2} \sigma \epsilon \dots \dots \dots (8)$$

O ile chcemy wyznaczyć energię danego ciała, to wyłączamy koło pewnego punktu sześcián o wymiarach nieskończenie małych dx, dy i dz , mnożymy otrzymane wyżej dla V_1 wartości (6), (7) lub (8) przez objętość takiego sześciánu, poczem cząstkowe energie sprężyste $dV = V_1 dx dy dz$ dodajemy do siebie dla całego ciała według wzoru:

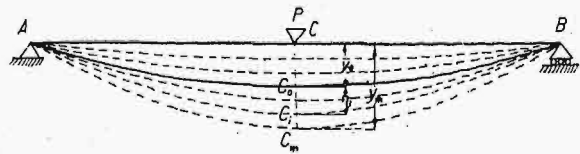
$$V = \iiint V_1 dx dy dz \dots \dots (9)$$

Z przytoczonego powyżej rozumowania widzimy, że energia sprężysta układu wzrasta w sposób ciągły, o ile w ten sam sposób wzrastają wydłużenia jednostkowe ϵ , a więc i odkształcenia układu. Ponieważ z doświadczenia wiemy, iż ciało sprężyste odkształca się w sposób ciągły, niezależnie od tego, czy siły zewnętrzne zostały zaczepione, jako wzrastające w sposób ciągły i powolny, czy też nagle, możemy więc twierdzić, że od tych okoliczności nie jest również zależne i wzrastanie energii sprężystej układu. W naszym zadaniu możemy uważać, że ilość energii sprężystej, nagromadzonej w odkształconej belce lub płycie, zależy wyłącznie od stanu ugięcia się ich w danej chwili.

Gdy do belki (lub płyty), należycie podparte, zaczepimy jakąś skończoną siłę zewnętrzną, to praca tej siły zostanie częściowo zużyta na odkształcenie belki, zamieniając się w energię sprężystą układu, częściowo zaś na nadanie poszczególnym punktom belki pewnych prędkości, przechodząc w ten sposób w energię kinetyczną. Aby całkowita praca sił zewnętrznych mogła zamienić się w energię sprężystą układu, potrzeba, aby siły zewnętrzne wzrastały powoli w sposób ciągły, poczynając od 0 aż do swej wartości ostatecznej. Przy tego rodzaju sposobie zaczepienia sił zewnętrznych, możemy pominąć prędkości, jakie uzyskują poszczególne punkty układu sprężystego. Wszystkie prawie wzory mechaniki budowli mają na widoku ten właśnie sposób zaczepienia sił zewnętrznych, dlatego też energia kinetyczna jest w nich naogół pomijana.

W wielu jednak wypadkach praktyki, siły zewnętrzne nie mogą w rzeczywistości być zaczepiane, jako wzrastające w sposób ciągły od zera do swej wartości ostatecznej. Dla naszego zadania, ważnym jest ustalić, jak się zachowują konstrukcje budowlane pod działaniem sił, zaczepionych w sposób nagły. Ponieważ w danym wypadku interesuje nas tylko jakościowa strona zjawiska, możemy ją zilustrować, nie rezygnując z ogólności rozumowania, na wypadku pod względem matematycznym najprostszym.

Bierzemy więc nieważką belkę w dwóch punktach swobodnie podpartą (rys. 2) i obciążoną w środku (punkt c) ciężarem P , zaczepionym w sposób nagły.



Rys. 2.

Ciężar P wygnie belkę wypukłością ku dołowi i nada jej poszczególnym punktom pewne prędkości, tak iż odkształcona belka będzie zajmowała kolejno nieskończenie bliskie do siebie położenia, przedstawione na rysunku 2. Przez y_m oznaczamy będziemy największe pionowe przesunięcie punktu C .

Gdyby siła P wzrastała do swej wartości ostatecznej w sposób ciągły, to każde z przedstawionych na rysunku położenia odkształconej, byłoby położeniem równowagi, przesunięcie pionowe środka belki wyznaczałoby się dla każdej wartości P tej siły ze wzoru:

$$y = \frac{Pl^3}{48EI} \dots \dots \dots (10)$$

a siły, odpowiadające jednostce przesunięcia, otrzymywalibyśmy ze wzoru:

$$p = \frac{P}{y} = \frac{48EI}{l^3} \dots \dots \dots (11)$$

Ostateczne pionowe przesunięcie punktu C , w tym wypadku oznaczamy przez y_0 . O ile ciężar P został zaczepiony do belki w sposób nagły, to wprowadza on belkę w ruch o charakterze zanikającego ruchu wahadłowego koła pewnego położenia pośredniego, odpowiadającego stałej równowadze belki. Ponieważ z doświadczenia wiemy, że po ustaleniu się równowagi sprężystej belki, strzałka jej ugięcia będzie równa y_0 , niezależnie od sposobu zaczepienia siły zewnętrznej, możemy przeto twierdzić, iż odpowiednie położenie równowagi będzie tem, koło którego ma się odbywać wahanie belki.

Powyższe wnioski sprawdzimy na podstawie równań mechaniki.

Oznaczamy przez η odchylenia punktu C zaczepienia siły P od położenia równowagi, przyjmując za ich kierunek dodatni — kierunek ku dołowi.

W każdym położeniu belki działać będą na nią następujące siły nierównoważone:

- 1) siły bezwładności — $\frac{P}{g} \cdot \frac{d^2\eta}{dt^2}$, gdzie t oznacza współrzędną czasu,
- 2) nierównoważone siły sprężyste.

Dla wyznaczenia tych ostatnich, przypuśćmy, iż siła P , odpowiadająca strzałce y_0 w położeniu równowagi, została powiększona o wielkość skończoną ΔP . Wówczas nowa strzałka ugięcia, odpowiadająca na rys. 2 położeniu i , byłaby równa:

$$y_i = y_0 + \eta = \frac{(P + \Delta P)l^3}{48EI} \dots \dots (12)$$

Zestawiając wzór ten ze wzorem (10) przy $y = y_0$ otrzymujemy że

$$\eta = \frac{\Delta P l^3}{48 EI} \dots \dots \dots (13)$$

skąd (por. również ze wzorem 11):

$$\Delta P = \eta \cdot \frac{48 EI}{l^3} \dots \dots \dots (14)$$

Przyrost ΔP siły P spowodował w ten sposób przesunięcie się ciężaru skupionego w punkcie C ku dołowi o η (t. j. z położenia 0 w położenie i). Jednocześnie przyrost ten wyrazi siłę, z którą odkształcona belka działa na ciężar od dołu, nadając mu prędkość $\frac{d\eta}{dt}$.

Ponieważ energia sprężysta belki, jak zaznaczono wyżej, zależy tylko od wielkości odkształcenia, nie zaś od sposobu zaczepienia siły zewnętrznej, to ta sama co wyżej siła ΔP działając będzie od dołu na ciężar, zaczepiony w sposób nagły w punkcie C i znajdujący się w położeniu i , oddalonym o η_i od położenia równowagi.

Ustawiamy równanie ruchu dla ciężaru zaczepionego do belki, rozpatrując zadanie, jako wypadek układu o jednym stopniu swobody:

$$-\frac{P}{g} \cdot \frac{d^2\eta}{dt^2} - \eta \cdot \frac{48 EI}{l^3} = 0 \dots \dots (15)$$

Równanie to posiada następującą całkę ogólną:

$$\eta = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt, \dots \dots (16)$$

gdzie C_1 i C_2 są to stałe całkowania a $k = \sqrt{\frac{48 EI g}{P}}$.

Równanie to jest równaniem ruchu wahadłowego.

Spółczynniki C_1 i C_2 wyznaczamy na podstawie początkowych warunków ruchu. Za położenie początkowe uważamy mianowicie chwilę, gdy na belce ustawiony został ciężar P . Mamy w tym wypadku:

$$t = 0, \quad \eta = -y_0 \quad \text{i} \quad \frac{d\eta}{dt} = 0.$$

w ten sposób dochodzimy do następujących związków:

$$\eta = -y_0 \cos kt \quad \text{i} \quad \frac{d\eta}{dt} = y_0 k \sin kt. \quad (17)$$

Mając na widoku, że również i w położeniu m prędkość zaczepionego ciężaru równa się 0, otrzymujemy, że $\eta_m = y_0$, czyli że $y_m = 2y_0$.

Dochodzimy więc do rezultatu, do którego moglibyśmy dojść, opierając się na równowartości energii sprężystej i pracy sił zewnętrznych w chwili największego ugięcia się belki.

Gdy bowiem belka zajmuje położenie m , t. j. gdy strzałka ugięcia jest największa, prędkość opuszczającego się ciężaru, a więc i jego energia kinetyczna równa się zeru. Wynika stąd, że praca siły zewnętrznej przechodzi w tej chwili całkowicie w energię sprężystą. Wobec tego mamy tu zależność:

$$T = V \dots \dots \dots (18)$$

Ponieważ V obliczone ze wzoru (11) i ze wzoru (8) równa się w danym wypadku:

$$V = \frac{y_m^2}{2} \cdot \frac{48 EI}{l^3}, \dots \dots \dots (19)$$

gdzie y_m jest to największa strzałka ugięcia belki, więc:

$$P y_m = \frac{y_m^2}{2} \cdot \frac{48 EI}{l^3}, \dots \dots \dots (20)$$

skąd mamy, że:

$$y_m = 2 \cdot \frac{P l^3}{48 EI}, \dots \dots \dots (21)$$

a w zestawieniu ze wzorem (10), przy $y = y_0$, że:

$$y_m = 2y_0 \dots \dots \dots (22)$$

We wzorach powyższych nie uwzględnialiśmy ani ciężaru własnego belki, ani oporów, wywołujących zanik ruchu wahadłowego w położeniu równowagi stałej, i zmieniających formę równania ruchu. Z drugiej strony, przy uwzględnieniu ciężaru własnego belki, i wzory na pionowe przesunięcie punktu C również ulegają zmianie.

W związku z dwoma powyższymi sposobami zaczepienia sił zewnętrznych, rozważmy zależność, jaka panuje w obydwóch wypadkach między pracą tych sił a energią sprężystą układu.

Niech na belkę, omówioną wyżej, działa siła P , wzrastająca w sposób ciągły. Ugięcie belki, odpowiadające pewnej wartości tej siły, oznaczamy, jak poprzednio, przez y . Przy tem ugięciu, w pewnym punkcie K belki, na nieskończenie małe pole dA , wyjęte z przekroju normalnego belki, działa siła wewnętrzna S , zaś s oznacza przesunięcie, jakiego doznał punkt K w kierunku działania siły S od chwili początkowej do chwili odpowiadającej ugięciu y .

Oznaczamy przez δs i δy nieskończenie małe i odpowiadające sobie przyrosty s i y . Przyjmując te przyrosty za wirtualne przesunięcia układu, ustawiamy równanie prac wirtualnych w postaci następującej:

$$\sum S \delta s = P \delta y \dots \dots \dots (23)$$

Znak sumy — w równaniu (23) tłumaczy się tem, że przesunięcia cząsteczek belki sprężystej odbywają się w kierunku przeciwnym do działania sił wewnętrznych.

Z pośród wyrazów równania (23), lewy stanowi przyrost energii sprężystej, prawy zaś — przyrost pracy sił zewnętrznych. Mamy więc, że:

$$\delta V = \delta T, \dots \dots \dots (24)$$

gdzie:

$$\delta V = \sum S \delta s; \quad \text{a} \quad \delta T = P \delta y.$$

Ponieważ ugięcie y jest proporcjonalne do siły P (w myśl uogólnionego prawa Hook'a), zależność między temi wielkościami wyraża się zapożyczoną wykresu prostoliniowego, przedstawionego na rys. 3. Na tym wykresie nieskończenie małe pole $abcd$ wyobraża przyrost pracy sił zewnętrznych δT , a więc i przyrost energii sprężystej δV . Wobec tego pole trójkąta OBC jednocześnie wyraża pracę sił zewnętrznych T i energię sprężystą V , które w ten sposób, w wypadku ciągłego wzrastania siły P ,

są stale sobie równe (stała przy funkcjach T i V równa się tu zeru). Wynika to również, już w formie ogólniejszej, i ze zcałkowania równania (24), gdyż mamy tu:

$$\delta V - \delta T = 0; \delta(V - T) = 0. \dots (25)$$

$$V - T = C.$$

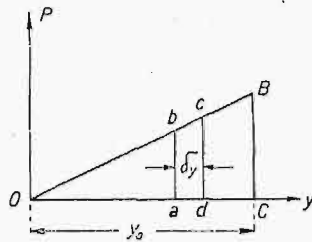
Ponieważ w chwili zaczepienia siły $P = 0$ mamy, że $V = T = 0$, więc $C = 0$, a

$$V = T. \dots (26)$$

przy każdej wartości siły P .

Wynika z tego, iż nie może tu być mowy o dopatrywaniu się w równaniu (25) warunku maximum.

Przypuśćmy w dalszym ciągu, iż siła P została zaczepiona do belki w sposób nagły. Kiedy po zaniku ruchu wahadłowego, w jakiej belkę ta siła wprowadzi, nastąpi stan równowagi, to oś belki będzie miała wówczas kształt ten sam, co w razie wzrastania sił P w sposób ciągły (do tej samej wartości).



Rys. 3.

W danym więc wypadku możemy również zastosować równanie:

$$\delta V - \delta T = 0. \dots (24')$$

Ponieważ energia sprężysta nagromadza się, jak to zaznaczono wyżej, w sposób ciągły, niezależnie od tego, jak została zaczepiona siła zewnętrzna, więc trójkąt Oba na rys. 4, wyrażającym zależność między V i T dla siły nagle zaczepionej, będzie ten sam, co na rys. 3 (trójkąt OBC). Poza stanem równowagi stałej (ugięcie y_0) energia sprężysta nagromadza się tu w ten sposób, jak gdyby siła P wzrastała poza tym stanem tak samo, jak i przed nim, będzie się więc wyrażała za pomocą trapezu $baC'B'$. Rzędna $B'C'$ będzie w tym wypadku równa $2ab = 2P$ t. j. sile odpowiadającej ugięciu belki $y_m = 2y_0$ przy ciągłym wzrastaniu siły P .

Praca siły zewnętrznej P , stałej w czasie odkształcenia się belki, wyraża się za pomocą prostokąta $ODD'C''$. Pola trójkątów ODb oraz $bB'D'$ oznaczają tu te ilości energii potencjalnej, które w czasie odkształcenia przechodzą w energię kinetyczną.

Przyrost energii sprężystej δV wyraża się na rysunku za pomocą pola trapezu $adf b$, zaś przyrost pracy siły zewnętrznej — za pomocą pola prostokąta $adcb$. Pola te różnią się od siebie o wielkość $\frac{1}{2} \delta y \delta P$ nieskończenie małą drugiego stopnia w porównaniu do δy , czyli mogą być uważane za równe. Dotyczy to tylko nieskończenie małego przesunięcia ze stanu równowagi, odpowiadającego ugięciu y_0 . Przy wszystkich innych wartościach ugięcia, przyrosty δV i δT oczywiście nie mogą być sobie równe, a energia sprężysta V nie będzie równała się identycznie pracy sił zewnętrznych T .

Nadajemy równaniu (24') odpowiadającemu stałej równowadze układu, formę:

$$\delta(V - T) = 0. \dots (25')$$

skąd:

$$V - T = C = U.$$

Wyobrażamy sobie, że zarówno V , jak i T , przedstawiają się jako funkcje współrzędnych układu, za jakie możemy przyjąć wyżej omówione współczynniki $a_1 a_2 \dots a_n$.

W wypadku belki swobodnie podpartej i obciążonej w środku siłą P , za współrzędną układu przyjąć możemy np. ugięcie belki w środku.

Skoro

$V = f_1(a_1 a_2 \dots a_n) + h_1$, a $T = f_2(a_1 a_2 \dots a_n) + h_2$ to równanie (25') wyraża warunek extremum, który zastąpić możemy szeregiem równań:

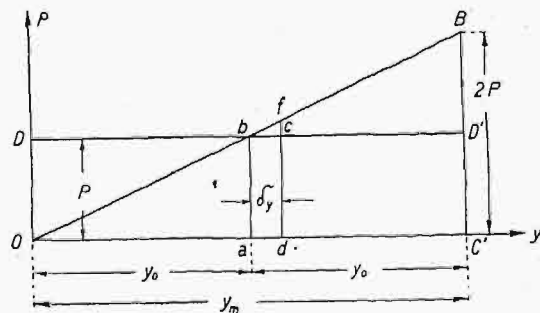
$$\frac{\partial U}{\partial a_1} = 0 \quad \frac{\partial U}{\partial a_2} = 0 \dots \frac{\partial U}{\partial a_n} = 0 \dots (25)$$

Z tych równań wyznaczamy wielkości $a_1 a_2 \dots a_n$, w szczególnym zaś wypadku belki obciążonej w środku, bezpośrednio największe ugięcie.

Na podstawie wszystkiego powiedzianego wyżej, widzimy, że wzór (25'), na którym opiera się metoda Ritz'a i Timoszenki obliczenia odkształceń belek, płyt, naczyń i t. p., ma być rozumiany w następujący sposób.

Do danej konstrukcji, np. belki, zaczepiamy w sposób nagły szereg sił o wielkości skończonej. Siły te wprowadzają belkę w ruch wahadłowy, zanikający. Energia sprężysta V będzie się tu nagromadzała w ten sam sposób, jakgdyby siła P wzrastała w sposób ciągły od 0 aż do wielkości, której odpowiada największe (niestałe) ugięcie się belki.

Praca sił zewnętrznych T będzie się równała, w czasie odkształcenia, w każdej chwili sumie ilo-



Rys. 4.

czynów sił przez przesunięcia ich punktów zaczepienia.

Różnica $V - T = U$, czyli całkowita energia potencjalna układu zmienia się dla różnych położeń belki odkształconej, jako funkcja uogólnionych współrzędnych, doznając maximum w chwili równowagi stałej, po zaniku wahań.

Na tem polega dynamiczna interpretacja metody, a właściwie wzoru (25').

W wielu podręcznikach, omawiających metodę przybliżonego obliczenia konstrukcji budowlanych, nie jest obszerniej omówione, dlaczego we

wzorze (25') V ma być obliczane dla sił wzrastających w sposób ciągły, a T dla sił zaczepionych nagle. To skłoniło mnie do ogłoszenia niniejszych uwag.

Aczkolwiek większość rozważań tej pracy przeprowadziłem na prostym przykładzie belki w dwóch punktach podpartej, to nie tracą one jednak przez to cech ogólności. Rysunki 3 i 4 mają wprawdzie zastosowanie tylko dla wypadku szczególnego, przystoczyłem je jednak dlatego, aby ogólne rozumowania skonkretyzować.

Zaznaczyć należy, iż dynamiczna interpretacja wzoru (25') zgodna jest ze sposobem pojmowania pracy sił zewnętrznych przy korzystaniu z kryterjum Dirichlet'a do rozpoznawania rodzaju równowagi w wypadkach wyboczenia, zwłoczenia i t. p.⁴⁾

Dla uniknięcia potrzeby interpretowania równania (25'), można, jak to robi w niektórych wypadkach Timoszenko⁵⁾, stosować zamiast tego równania, w razie nieskończonego małego odchylenia od położenia równowagi, wzór (24):

$$\delta V = \delta T, \dots \dots \dots (24)$$

który zachowuje swą moc niezależnie od tej lub owej interpretacji wielkości T . Stosowanie równania (24) wymaga jednak szeregu kolejnych założeń co do zmienności współczynników a_1, a_2, \dots, a_n , co, moim zdaniem, komplikuje schemat obliczenia.

Można wreszcie dojść do równań (27) i nie u-

ciekając się do dynamicznej interpretacji wzoru (25').

Wobec tego, że największa praca sił zewnętrznych T , przy nagłym obciążeniu belki, jest dla tego samego odkształcenia dwa razy większa od największej pracy sił zewnętrznych przy obciążeniu wzrastającym w sposób ciągły, czyli że

$$T = T_n = 2 T_c, \dots \dots \dots (28)$$

możemy równaniom (27) nadać formę następującą:

$$\frac{\partial(V - 2T_c)}{a_1} = 0; \\ \frac{\partial(V - 2T_c)}{a_2} = 0 \dots \dots \frac{\partial(V - 2T_c)}{a_n} = 0. \quad (29)$$

W tej formie uzasadnił te równania Lorentz, uważający je jedynie za wniosek z twierdzenia Castigliano'a.

Dowodzenie Lorentz'a⁶⁾ jest, moim zdaniem, sztuczne i nieprzekonywające. Pochodzi to głównie z tego powodu, iż Lorentz uważa współczynniki a_1, a_2, \dots, a_n za wielkości nadliczbowe (hiperstatyczne) danego układu, nie wyjaśnia jednak ich natury mechanicznej.

W razie jednego tylko współczynnika a , opiera Lorentz przybliżone obliczenie płyt, belek i t. d. na równaniu $V = 2 T_c$, przytoczonym wyżej (wzór 26), przeciwko czemu żadnych zastrzeżeń mieć nie można, co jednak, dla małej dokładności obliczenia, w tym wypadku może być tylko rzadko stosowane.

Korygowanie profilu ewolwentowego zazębienia.

Napisał Inż. T. Jakubowski, Łódź.

Jak wiadomo, zwykle zazębienie ewolwentowe może być stosowane tylko przy większej ilości zębów. W zależności od sposobu wykonania, rodzaju zazębiających się kół i charakteru przekładni: parzystej, kiedy dwa koła pracują wyłączenie ze sobą, lub dowolnie zmianowej w granicach jednego modułu, otrzymamy różne liczby najmniejszej ilości zębów. A więc, dla kół zębatych czołowych, zmianowych, o zębach prostych normalnej wysokości, obrabianych frezem tarczowym o profilu czysto ewolwentowym, najmniejsza ilość zębów wynosi $z = \frac{2}{\sin^2 \alpha_s}$, czyli 30 dla kąta zazębienia $\alpha_s = 15^\circ$ i 17 dla $\alpha_s = 20^\circ$ ¹⁾. Przy tych samych warunkach, najmniejsza ilość zębów kół parzystych, jak to łatwo obliczyć, biorąc krańcowy wypadek, kiedy koło wierzchołków większego koła przechodzi przez punkt zwrotny A_1 (rys 8), określi się z równania

$$(z_2^2 + 2z_1 z_2) \sin^2 \alpha_s = 4(z_2 + 1), \dots \dots \dots (1)$$

gdzie z_2 oznacza liczbę zębów większego koła, z_1 — mniejszego, a α_s — kąt zazębienia. W zależności

więc od przekładni $\frac{z_1}{z_2}$ i kąta α_s , otrzymamy różne wartości z_1 , lub też możemy sprawdzić, czy przy danych z_1 i z_2 koła pracują ze sobą prawidłowo.

Przy ilości zębów mniejszej od 30, należy, ogólnie biorąc, zmniejszać wysokość główki zęba większego koła, co wpływa bardzo niekorzystnie na zużywanie się zęba i spokojny bieg przekładni. Przy $z_1 < 20$, zmniejsza się znacznie okres zazębienia, a grubości zębów u podstaw wykazują większe różnice, wobec czego najmniejszą liczbę zębów stanowi $z_{1min} = 21$ ²⁾. Czysto ewolwentowy więc profil freza tarczowego nie pozwala na stosowanie małej ilości zębów. Większość fabryk, idąc za przykładem Brown & Sharpe'a, stosuje profil mieszany, przy którym ząb tylko w pobliżu koła modułowego posiada profil ewolwentowy, wierzchołek zaś i podstawa zakreślone są innego rodzaju krzywymi. Rys. 1 przedstawia zębatkę dla tego rodzaju zazębienia³⁾.

Przy tej sposobności należy zauważyć, że umyślne zniekształcenia profilu ewolwentowego

⁴⁾ S. Timoszenko and J. M. Lessells „Applied Elasticity”, str. 169.

⁵⁾ S. Timoszenko „Kurs teorji uprugosti”, Cz. II, 1916, str. 51.

¹⁾ K. Kutzbach, Zahnradzeugung, 1925 r.

⁶⁾ H. Lorentz „Technische Elastizitätslehre”, 1913, str. 397.

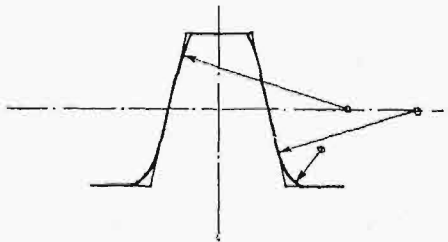
²⁾ G. Olah, Die Zahnradnormung..., Werkstattstechnik, 1928 r., zeszyt 5 i 6.

³⁾ Spur and Bevel Gearing (Machinery's handbook).

(rys. 2 — odsunięcie profilu) mogą pochodzić netylko ze względów kinematycznych, t. j. dla uniknięcia podcinania zęba, lecz również dla zmniejszenia skutków błędów wykonawczych, np. nierównej podziałki. Niemieckie więc normy DIN 867 uzależniają sumę $f_k + f_r$ od największego błędu w podziałce. Kwestja ta zresztą, i teoretycznie i praktycznie, jest jeszcze niedostatecznie wyświetlona.

Przy zazębieniu o profilu mieszanym, zjawisko podcinania zęba zachodzi przy ilościach zębów poniżej 20 ($\alpha_s = 15^\circ$), a najmniejsza dopuszczalna ilość zębów wynosi 12, przy której okres zazębienia wypada jeszcze powyżej 1²⁾.

Inne natomiast zjawiska zachodzą przy często stosowanej obróbce kół zębatych metodą obwiedniową zapomocą freza ślimakowego o profilu trapezowym. W miarę zmniejszania się ilości zębów koła, poczynając od 35, objaw podcinania występuje coraz wyraźniej, osłabiając ząb i zmniejszając okres zazębienia, tak że wreszcie granicę wykonalności stanowi $z_1 = 14$. Większe koło przytem powinno mieć liczbę zębów ≥ 24 , aby okres zazębienia wypadł > 1 ⁴⁾. Małe podcinania niezbyt osłabiają ząb i niewiele zmniejszają okres zazębienia, wobec czego można stosować dla dowolnie zmianowych kół najmniejszą ilość zębów $z_1 = 25$ przy kącie zazębienia $\alpha_s = 15^\circ$ i $z_1 = 14$, jeżeli $\alpha_s = 20^\circ$.



Rys. 1.

Obrabiając metodą Fellow'a otrzymamy również różne wielkości dla najmniejszej ilości zębów koła, w zależności od ilości zębów narzędzia⁵⁾.

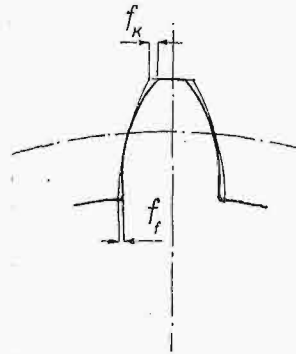
Oczywiście, najwygodniej ze względów obliczeniowych i wykonawczych stosować zazębienie dowolnie zmianowe, któreby pozostało prawidłowym przy możliwie najmniejszej ilości zębów. Wiele względów⁶⁾ przemawia za czysto ewolwentowym zazębieniem o kącie $\alpha_s = 20^\circ$, ostatnio przyjętym w normach niemieckich, przyczem pozostaje jeszcze do rozstrzygnięcia kwestja stosowania kół o ilościach zębów mniejszych od 14. Znormalizowanie kształtu zęba umożliwi zamienność kół zębatych przynajmniej dla najczęściej stosowanych sposobów obróbki (prócz sposobu Fellow'a). Mówimy o zamienności w sensie geometrycznym, gdyż faktyczna zamienność zależy jeszcze od tolerancyj wykonawczych. Narazie brak nawet pojęć zasadniczych o klasach dokładności przekładni zębatych, tolerancje zaś dla poszczególnych kół również nie rozwiązują kwestji, wobec konieczności tolerowa-

nia zależnych od siebie wielkości. Naprzykład, niedokładność podziałki w różnym stopniu wpływa na spokojny bieg kół, zależnie od kształtu zęba⁷⁾.

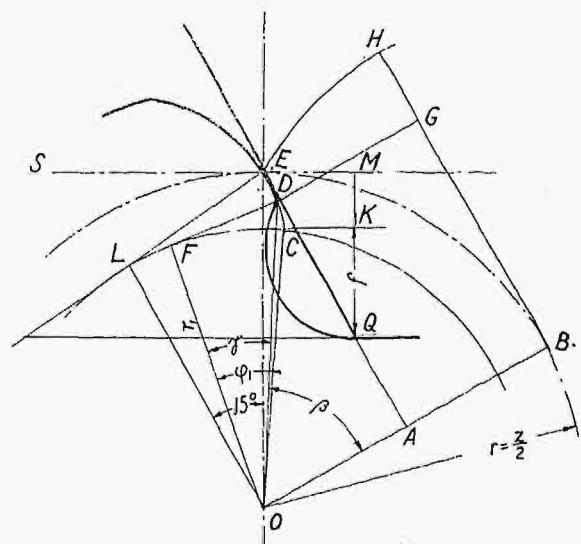
Naogół biorąc, własności geometryczne zazębienia ewolwentowego są obecnie w dostatecznym stopniu wyjaśnione. Natomiast wiele wątpliwości nastęrczają zagadnienia spokojnego biegu kół, zużywania się zęba w związku z poślizgiem smarowaniem, wreszcie wytrzymałości zęba.

Wobec tylu niepełnie wyjaśnionych kwestyj, będziemy brać pod uwagę w dalszych naszych rozważaniach głównie geometryczne własności zazębienia i możliwość wykonania.

Aby wogóle umożliwić pracę kół o małej ilości zębów, musimy w ten lub inny sposób korygować, czyli poprawiać profil, naprz. zmieniając kąt zazębienia, wysokość główki zęba nad kołem modułowym, lub jednocześnie jedno i drugie. Proste i najbardziej obecnie rozpowszechnione przy metodzie obwiedniowej korygowanie profilu polega na t. zw. przesunięciu profilu. Jako boczny zarys zęba, możemy wziąć (w pewnych granicach) część ewolwenty bliższą lub dalszą od koła zasadniczego i otrzymamy przekładnie o zmiennych: kątach zazębienia, grubościach zębów, okresach zazębienia, ewentualnie wysokościach zębów. Odsuwając narzędzie tnące od koła obrabianego lub przysuwając do niego, będziemy wycinali różne części tej samej ewolwenty. Przesunięcie więc profilu, mierzone jako odległość koła modułowego narzędzia



Rys. 2.



Rys. 3.

tnącego od koła modułowego koła obrabianego, będzie najbardziej charakterystyczną wielkością dla tego rodzaju korygowania. Wychodząc z założenia

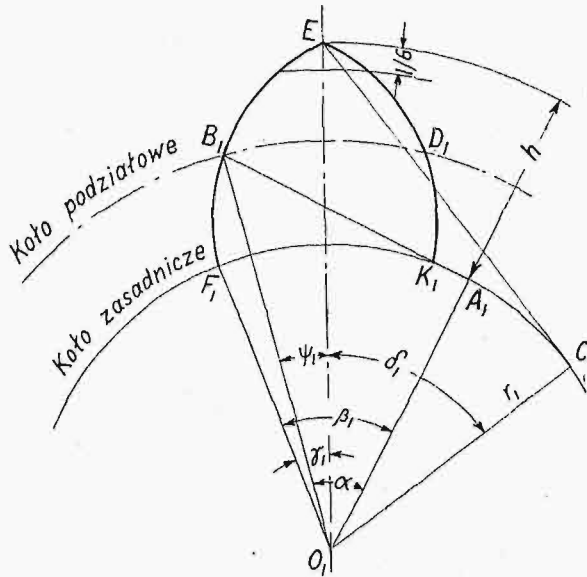
⁴⁾ Schiebel, Zahnräder, część I.

⁵⁾ Fellows Gear Shaper Co: „The Internal Gear”.

⁶⁾ Dr. Ing. Bauersfeld. Ueber die Normung der Zahnform. Maschinenbau, 1926 r., str. 258. Również cytowany już artykuł G. Olah.

⁷⁾ Werkstattstechnik, 1924 r., str. 42 i 455.

ważań, przyczem wszystkie wielkości linjowe brać będziemy w stosunku do modułu narzędzia tnącego. Krawędź EQ (rys. 3) freza ślimakowego wycina profil zęba, przyczem punkt Q w ruchu względem zakresła wydłużoną ewolwentę QD, a punkt E — ewolwentę EH. Punkt przecięcia się wydłużonej ewolwenty z teoretycznym profilem CE zęba okre-



Rys. 6.

śla podcięcie, które będziemy mierzyć kątem φ_1 , a linia zazębienia zmniejszy się przytem o wielkość $FD = r_1\varphi_1$. Podcięcia te są dopuszczalne, o ile nie nazbyt osłabiają ząb, a ścina się tylko niepracującą część CD ewolwenty. Kiedy punkt Q, zakreślając wydłużoną ewolwentę, przetnie profil zęba w punkcie D, to prosta ST, tocząc się po kole modułowym, zajmie pozycję BH. Z rys. 3 i z własności ewolwenty wynika:

$$\begin{aligned} GH = EM &= (f + MK) \operatorname{tg} 15^\circ = (f + r - r \cos 15^\circ) \operatorname{tg} 15^\circ \\ AB = DG = QM &= f + r - r \cos 15^\circ \\ \angle BOE &= \angle BOD + \angle COE - \angle COD = \\ &= \beta + (\operatorname{tg} 15^\circ - 15^\circ) - (\operatorname{tg} \gamma - \gamma) \\ \operatorname{tg} \beta &= \frac{AD}{OA} = \frac{BH - GH}{OB - AB} = \frac{BE - EM}{OB - QM} = \\ &= \frac{r[\beta + (\operatorname{tg} 15^\circ - 15^\circ) - (\operatorname{tg} \gamma - \gamma)] - (f + r - r \cos 15^\circ) \operatorname{tg} 15^\circ}{r - (f + r - r \cos 15^\circ)} = \\ &= \frac{\beta - (\operatorname{tg} \gamma - \gamma) - 0,51764 \frac{f}{z} - 0,00298}{\cos 15^\circ - 2 \frac{f}{z}} \dots (2) \end{aligned}$$

$$OD = \frac{OF}{\cos \gamma} = \frac{OA}{\cos \beta},$$

przyczem $OF = r \cos 15^\circ$, a

$$OA = OB - AB = r - f - r + r \cos 15^\circ = r \cos 15^\circ - f,$$

czyli że $\cos \gamma = \frac{\cos 15^\circ}{\cos 15^\circ - 2 \frac{f}{z}} \cos \beta, \dots (3)$

wreszcie $\varphi_1 = \operatorname{tg} \gamma, \dots (4)$
gdz $\widehat{FC} = FD.$

Z równań 2, 3 i 4 wynika, że φ_1 jest funkcją $\frac{f}{z}$. Wykres tej funkcji pokazany jest na rys. 4, z którego widać, że w granicach $\varphi_1 = 0,030$ do $\varphi_1 = 0,130$ krzywa ta może być zastąpiona prostą CD, której równanie będzie

$$\varphi_1 = 2,728 \frac{f}{z} - 0,035, \dots (5)$$

przyczem max. błąd wyniesie + 0,005, a więc da pewien zapas bezpieczeństwa. Wzór ten jest ważny dla wszystkich przekładni podanych na wykresie (rys. 9), o czym się można przekonać najprościej w sposób następujący. Większych podcięć należy oczywiście oczekiwać przy mniejszych ilościach zębów, i odwrotnie. Zapomocą kilku prób, posługując się wykresem (rys. 9) i odnośnymi wzorami, i obliczając podcięcia dla mniejszego koła przekładni, znajdziemy, że dla przekładni $z_1 = 8, z_2 = 11$ lub $z_1 = z_2 = 9$ podcięcie będzie największe $\approx 0,130$, a dla $z_1 = 25, z_2 = 46$ będzie najmniejsze i równe 0,034.

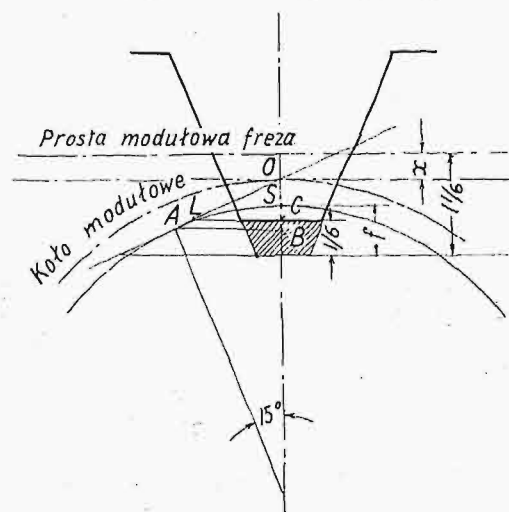
Analogicznie, dla zębatego pracującej z kołami o ilościach zębów od 6 do 32, czyli dla podcięć $\varphi_1 = 0,063$ do $\varphi_1 = 0,011$, musimy zastosować inny wzór (prosta C_1D_1 na wykresie rys. 4).

$$\varphi_1 = 3,29 \frac{f}{z} - 0,052 \dots (6)$$

Dla dalszych rozważań potrzebne będzie kilka wzorów (7) i (8), znanych z literatury technicznej¹⁰⁾. Dla całości jednak, i wobec tego, że wzory te będą zastosowane w nieco zmienionej postaci, podane są tu również dowodzenia, inne zresztą niż w oryginale.

Znajdźmy wpierw zależność między ilością zębów z_1 , grubością zęba na kole zasadniczym s_1 i wgłębieniem się freza w koło zasadnicze f_1 . Oznaczając przez t_1 podziałkę na kole zasadniczym, piszemy na podstawie rys. 5:

$$\widehat{AA}_1 + 2AF = \widehat{FF}_1 = t_1 + s_1,$$



Rys. 7.

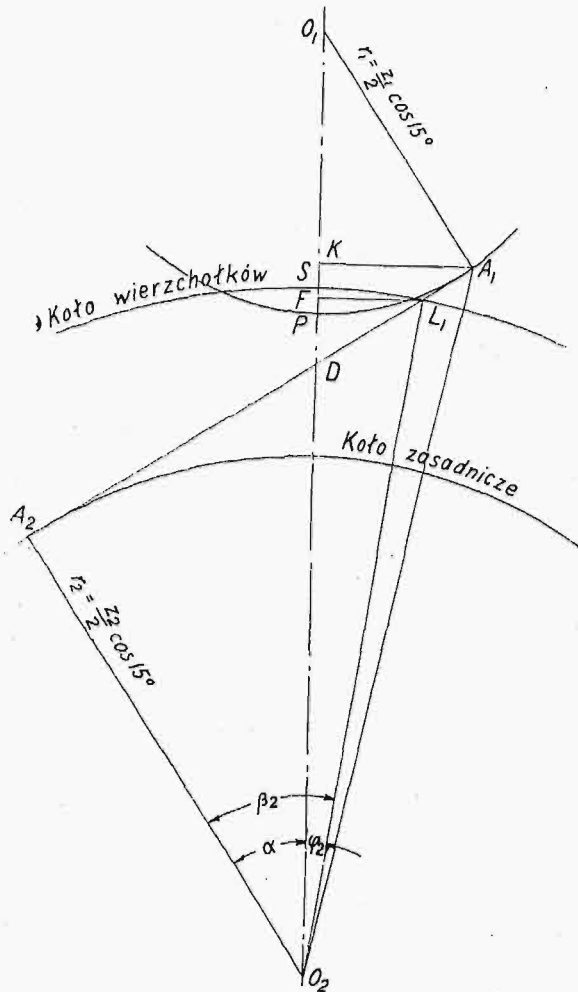
¹⁰⁾ Dr. Ing. P. Krüger, Die Satzrädernsysteme der Evolventenverzahnung, 1926 r.
H. Cranx, Kritische Betrachtungen zur Verzahnungstheorie. Maschinenbau, r. 1925, str. 353.

czyli

$$AF = \frac{s_1 + t_1 - 2\alpha_s r_1}{2} = \frac{s_1 + \pi \cos 15^\circ - 15^\circ z_1 \cos 15^\circ}{2}$$

Z drugiej zaś strony mamy:

$$AF = FK - AP = s_1 - MN = s_1 - (r_1 - f_1) \sin 15^\circ + \frac{NB \cos 15^\circ}{2}$$



Rys. 8.

gdzie $NB = 0,94558$ dla $\alpha_s = 15^\circ$ i normalnej wysokości zęba freza $= 2^{1/6}$.

Przyrównując te dwa wyrazy dla AF , znajdziemy ostatecznie wzór, ważny i dla f_1 ujemnych:

$$2,12117 - 0,51764 f_1 = s_1 + 0,00288 z_1 \dots (7)$$

Liczby zębów i grubości ich na kołach zasadniczych pracujących ze sobą kół zębatych znajdują się w zależności funkcyjnej od kąta zazębienia α . Z rys. 6 widać, że

$$\gamma_1 = \frac{E_1 K_1}{2 O_1 A_1} = \frac{s_1}{z_1 \cos 15^\circ};$$

$$B_1 D_1 = 2 \psi_1 \cdot O_1 B_1 = \psi_1 \frac{z_1 \cos 15^\circ}{\cos \alpha};$$

$$\psi_1 = \alpha - (\beta_1 - \gamma_1) = \alpha - \text{tg } \alpha + \frac{s_1}{z_1 \cos 15^\circ}.$$

Przy zazębieniu się bez luzu flankowego, t. j. bez luzu między bocznymi zarysami zębów, $B_1 D_1 + B_2 D_2 = t$, gdzie t oznacza podziałkę na kołach toczenia (inaczej — podziałowych), a $B_1 D_1$ i $B_2 D_2$

— grubości zębów kół z_1 i z_2 , mierzone również na kołach toczenia.

$$t = \frac{2\pi O_1 B_1}{z_1} = \frac{2\pi}{z_1} \cdot r_1 = \frac{\pi \cos 15^\circ}{\cos \alpha}$$

Mamy więc: $B_1 D_1 + B_2 D_2 = t$, czyli

$$\frac{z_1 \cos 15^\circ}{\cos \alpha} \left(\alpha - \text{tg } \alpha + \frac{s_1}{z_1 \cos 15^\circ} \right) + \frac{z_2 \cos 15^\circ}{\cos \alpha} \left(\alpha - \text{tg } \alpha + \frac{s_2}{z_2 \cos 15^\circ} \right) = \frac{\pi \cos 15^\circ}{\cos \alpha}$$

lub ostatecznie

$$(z_1 + z_2) \cdot (\text{tg } \alpha - \alpha) = 1,03527 (s_1 + s_2) - \pi. \quad (8)$$

Wysokość zęba nie może być oczywiście większa od h (rys. 6).

Dla dowolnego punktu ewolwenty, a więc i dla punktu E , $\gamma_1 = \widehat{F_1 C} - \delta_1$,

inaczej
$$\frac{\widehat{F_1 K_1}}{2 r_1} = \frac{EC}{r_1} - \text{arc tg } \frac{EC}{r_1},$$

gdzie $EC = \sqrt{(r_1 + h)^2 - r_1^2}$, $F_1 K_1 = s_1$

i
$$r_1 = \frac{z_1 \cos 15^\circ}{2}.$$

Największą więc wysokość zęba nad kołem zasadniczym określa równanie:

$$\frac{s_1}{z_1 \cos 15^\circ} = 2 \sqrt{\frac{h^2}{z_1^2 \cos^2 15^\circ} + \frac{h}{z_1 \cos 15^\circ}} - \text{arc tg } 2 \sqrt{\frac{h^2}{z_1^2 \cos^2 15^\circ} + \frac{h}{z_1 \cos 15^\circ}}.$$

W granicach $0,16 \leq h/z_1 \leq 0,3$, co odpowiada ilościom zębów koła $5,6 \leq z_1 \leq 12,6$, wzór powyższy może być zastąpiony prostym wzorem¹¹⁾

$$h - 0,69 s_1 = 0,054 z_1, \dots (9)$$

przyczem max. błąd wynosi ok. 1,5%.

Posługując się wzorem (6), znajdziemy przesunięcie profilu przy pracy koła z zębatką, wychodząc z założenia max. okresu zazębienia, gdyż warunek równej grubości zębów na kole zasadniczym w tym wypadku oczywiście odpada.

Ząb zębatki (rys. 7) nie może sięgać do punktu A , gdyż ząb freza, będąc dłuższy o $1/6$ modułu, zachodziłby za punkt zwrotny A , ściałby część mogącej pracować ewolwenty, a tem samym zmniejszyłby się okres zazębienia. Punkt więc L będzie

granicznym, jeżeli odcinek $L = \varphi_1 \frac{z \cos 15^\circ}{2}$ oznacza zmniejszenie linii zazębienia z powodu podcięcia zęba. Z rys. 7 widać, że

$$\begin{aligned} f &= 1^{1/6} - x - CS = \\ &= 1,166 - x - \frac{z(1 - \cos 15^\circ)}{2} = \\ &= f = 1,166 - x - 0,017 z \dots (10) \end{aligned}$$

Z drugiej zaś strony

$$\begin{aligned} f &= OC + 1^{1/6} - OS = \\ OB - BC + 1^{1/6} - OS &= \frac{z \sin^2 15^\circ}{2} - \end{aligned}$$

¹¹⁾ Wzór ten otrzymany jest w sposób analogiczny, jak wzory na podcięcie. Granice dla liczby zębów z przy danym stosunku f/z również najłatwiej sprawdzić a posteriori, posługując się wzorem dla pełnej wysokości zęba: $h = 1,4214 + 0,0463 z$.

$$\varphi - \frac{z \sin 15^\circ \cdot \cos 15^\circ}{2} + 0,166 - \frac{z(1 - \cos 15^\circ)}{2} = 0,0163z + 0,118.$$

Porównywując te dwa wyrazy dla f , znajdziemy przesunięcie profilu

$$x = 1,048 - 0,033z \quad (11)$$

Przy $z = 31,8$ $x = 0$, t. j. przesunięcie profilu przy pracy koła z zębatką należy stosować tylko przy ilościach zębów < 32 .

Ze wzorów (7), (9) i (10), eliminując f i s , znajdziemy max. wysokość zęba nad kołem zasadniczym. Wobec tego, że zęby nie mogą być zastrzone, zmniejszamy wysokość h , stosownie do propozycji prof. Schiebel'a, o $\frac{1}{6}$ modułu, jak to zaznaczono na rys. 6.

Tym sposobem otrzymamy największą dopuszczalną wysokość h_1 zęba nad kołem zasadniczym $h_1 = 1,255 + 0,0463z$. Ogólna wysokość zęba $H = h_1 + f = 1,373 + 0,0623z$. Normalna wysokość zęba $2\frac{1}{6}$ modułu wykonalna przy ilościach zębów < 12 , jak to widać z równania $H = 2\frac{1}{6}$, czyli $1,373 - 0,0623z = 2,166$, skąd $z = 12,8$. Szerokość zęba mierzona na kole zasadniczym, $s = 2,060 - 0,012z$.

Zewnętrzna średnica koła zębatego dla krótkich zębów ($z < 13$):

$$D = z \cos 15^\circ + 2h_1 = 2,510 + 1,058z.$$

Najmniejsza dopuszczalna ilość zębów koła ze względu na okres zazębienia $z_{min} = 6$.

Przykład I. $z = 8$; $m = 90$.

Przesunięcie profilu

$$x = (1,048 - 0,033z)m = 7,84 \text{ m.}$$

Zewnętrzna średnica

$$D = (2,510 + 1,058z)m = 108,74 \text{ mm.}$$

Wysokość zęba

$$H = (4,373 + 0,0623z)m = 18,71 \text{ mm.}$$

Grubość zęba na kole zasadniczym, potrzebna przy wykresnej metodzie wykonania zazębienia

$$z = (2,060 - 0,0623z)m = 18,71 \text{ mm.}$$

Przechodzimy teraz do ogólnego wypadku pracy 2-ech kół o dowolnych ilościach zębów. Z rys. 8 widać, że koło wierzchołków większego koła może sięgać najdalej do punktu L_1 , jeżeli L_1A_1 oznacza zmniejszenie linii zazębienia wskutek podcięcia zęba. Ząb freza wgłębia się przytem w koło zasadnicze o wielkość

$$f_1 = PF + FS + \frac{1}{6} = PK - FK + FS + 0,166 \dots (12)$$

gdzie $PK = \frac{z_1 \cos 15^\circ}{2} (1 - \cos \alpha),$

$$FK = A_1L_1 \sin \alpha = \varphi_1 \frac{z_1 \cos 15^\circ \cdot \sin \alpha}{2},$$

$$FS = O_2L_1 (1 - \cos \varphi_2) = \frac{z_2 \cos 15^\circ}{2 \cos \beta_2} [1 - \cos (\varphi_2 - \alpha)],$$

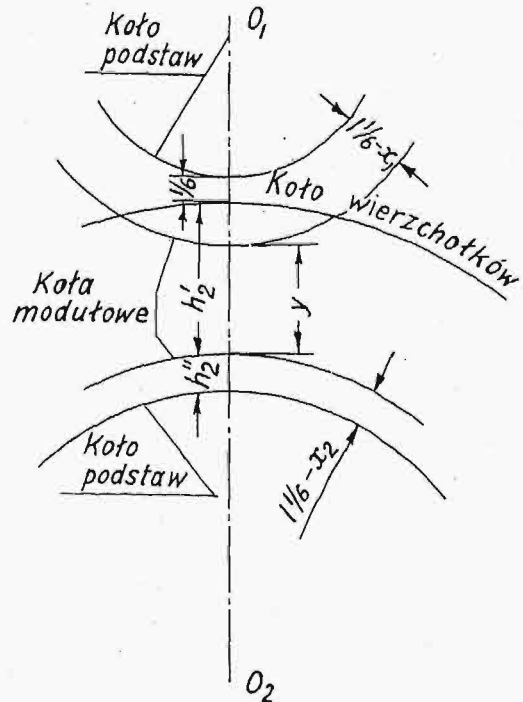
przyczem

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_2 &= \frac{A_2L_1}{O_2A_2} = \frac{A_2D - DL_1}{O_2A_2} = \frac{A_2D}{O_2A_2} + \\ &+ \frac{DA_1 - L_1A_1}{O_2A_2} \operatorname{tg} \alpha + \\ &+ \frac{\frac{z}{2} \cos 15^\circ \operatorname{tg} \alpha - \frac{z}{2} \cos 15^\circ \cdot \varphi_1}{\frac{z_2}{2} \cos 15^\circ} = \end{aligned}$$

$$= \operatorname{tg} \alpha + z_1/z_2 (\operatorname{tg} \alpha - \varphi_1),$$

a φ_1 ze wzoru (5) równa się $2,728f_1/z_1 - 0,035$.

Z równań (5), (7), (8) i (12), przyjmując $s_1 = s_2$, wynika, że najkorzystniejszy kąt zazębienia α znajduje się w zależności funkcyjnej (wykres rys. 9) od liczby zębów z_1 i z_2 . Faktyczne obliczenia kształtują się względnie prosto, gdyż znajdujemy w pierw dla dowolnych $\alpha \varphi_1' = PF + \frac{1}{6}$ i następnie dopiero wprowadzamy poprawkę $f_1 = f_1' + FS$. Tylko dla dużych kątów α musimy powtórnie przeliczyć f_1 . Na wykresie rys. 9 największą ilość zębów mniejszego koła przyjęto $z = 25$ i najmniejszy kąt zazębienia $\alpha = 15^\circ$. Poza temi granicami, wykonanie normalne, bez przesunięcia profilu, daje dostatecznie dobre wyniki. Obliczenia doprowadzone są do przekładni 1:10 i w celach orjentacyjnych zaznaczono przerywanymi linjami krzywe jednakowego okresu zazębienia. Na osi X-ów odcięte są kąty zazębienia w skali $2,5' = 1 \text{ mm}$, zaś na osi Y-ów wielkości $1/z$ w skali $1500/z \text{ mm}$. Naprzykład, dla $z_1 = 10$ i $z_2 = 12$, punkt przecięcia się prostej z_1/z_2 z krzywą z_{10} da nam kąt zazębienia $\alpha = 24^\circ 31'$ i okres zazębienia $\tau = 1,1$. Nie dla wszystkich przekładni, podanych na wykresie rys. 9, możliwe jest wykonanie równych grubości zębów u obydwóch kół, gdyż ząb mniejszego koła przy $z \leq 12$, jak już wiemy, może wypaść zastrzonym. Krzywa AB na wykresie



Rys. 10.

rys. 9 oznacza granicę wykonalności przekładni o równych grubościach zębów. Dla przekładni poniżej linii AB nie podaję na tem miejscu odpowiednich wzorów, ze względu na mały zakres zastosowania.

Znając z wykresu kąt zazębienia α dla danych z_1 i z_2 znajdziemy przesunięcia profilu, posługując się wzorami (7), (8) i (10).

$$x_1 = 0,9331 (z_1 + z_2) \cdot (\operatorname{tg} \alpha - \alpha) - 0,0115 z_1 \dots (13)$$

dla mniejszego koła, i analogicznie:

$$x_2 = 0,9331 (z_1 + z_2) \cdot (\operatorname{tg} \alpha - \alpha) - 0,0115 z_2,$$

czyli

$$x_2 = x_1 - 0,0115 (z_2 - z_1) \dots (14)$$

— dla większego.

Odległość kół modułowych:

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos 15^\circ}{\cos \alpha} - 1 \right) \dots (15)$$

Uzależnienie przesunięcia profilu tylko od własnej ilości zębów koła, naprz. według wzoru $x = \frac{25 - z}{30}$, daje mniejszy okres zazębienia i nierówne grubości zębów, poprawiając przytem nierównomiernie różne przekładnie.

Wysokość wierzchołka zęba nad kołem modułowym, jak to widać z rys. 10:

$$h'_2 = y + 1\frac{1}{6} - x_1 - \frac{1}{6} = y + 1 - x_1 \dots (16)$$

Wysokość pnia zęba

$$h''_2 = 1,166 - x_2 \dots (17)$$

Grubość zęba na kole zasadniczym, mierzona między przedłużeniami do tego koła zarysami zęba i bez uwzględnienia podcięcia:

$$s = 0,5176 x_1 + 0,0059 z_1 + 1,5173 \dots (18)$$

Rzeczywiste grubości zębów w najwęższym miejscu, uwzględniając podcięcia, wypadną nierówne, mianowicie ząb mniejszego koła przy dużej przekładni i małej ilości zębów będzie grubszy, przyczem największa różnica nie przewyższa 6%¹²⁾. Obliczenia nasze możemy znacznie uprościć, posługując się tabelą I i interpolując w granicach jednego stopnia, jak to pokazano na przykładzie, funkcje: $0,9331 (\operatorname{tg} \alpha - \alpha)$ i $\frac{\cos 15^\circ}{\cos \alpha} - 1$, przyczem największy błąd dla pierwszej funkcji wyniesie ok. 0,00005, a dla drugiej ok. 0,00004.

TABELA I.

α°	$0,9331 (\operatorname{tg} \alpha - \alpha)$	Różnice	$\frac{\cos 15^\circ}{\cos \alpha} - 1$	Różnice
15	0,00574	—	0,00000	—
16	0,00699	0,00005	0,00485	0,00202
17	0,00842	0,00006	0,01006	0,00217
18	0,01004	0,00007	0,01563	0,00232
19	0,01186	0,000075	0,02157	0,00248
20	0,01390	0,000085	0,02792	0,00265
21	0,01619	0,000095	0,03465	0,00280
22	0,01871	0,000105	0,04179	0,00298
23	0,02150	0,00012	0,04935	0,00315
24	0,02458	0,00013	0,05734	0,00333
25	0,02797	0,00014	0,06578	0,00351
26	0,03168	0,00015	0,07470	0,00371
27	0,03573	0,00017	0,08406	0,00390

Przykład II. $z_1 = 12$, $z_2 = 28$, $m = 10$.

Z wykresu (rys. 9) widzimy, że punkt przecięcia się krzywej z_{12} z prostą z_{28} leży na odległości 19,5 mm, co odpowiada $19,5 \cdot 24 \cdot 60 \approx 49'$ od prostej $\alpha = 20^\circ$, czyli że kąt zazębienia $\alpha = 20^\circ 49'$.

Interpolując dane tabeli I, znajdziemy:

¹²⁾ Liczbę 6% otrzymano drogą porównania grubości zębów według wzoru (18) z grub. zębów według wzorów prof. Schiebel'a.

$$0,9331 (\operatorname{tg} \alpha - \alpha) = 0,01390 +$$

$$+ (0,01619 - 0,01390) \cdot \frac{19,5}{24} = 0,01576$$

i analogicznie:

$$\frac{\cos 15^\circ}{\cos \alpha} - 1 = 0,02792 +$$

$$+ (0,03465 - 0,02792) \cdot \frac{19,5}{24} = 0,03341.$$

Różnice interpol. (naprz. $\frac{0,01619 - 0,01390}{24}$)

dane są w tabeli I.

Biorąc pod uwagę wzory (13), (14) i (15), otrzymamy:

$$x_1 = 4,924 \text{ mm (4,916),}$$

$$x_2 = 3,084 \text{ mm,}$$

$$y = 6,682 \text{ mm (6,676).}$$

W nawiasach podane są liczby bezpośrednio obliczone ze wzorów (13) i (15) dla $\alpha = 20^\circ 49'$. Różnice więc są mniejsze od 0,01 mm. Dla dużych ilości zębów, przy $z_1 + z_2 \geq 100$ i $m \geq 10$, dokładność obliczeń może się obniżyć do 0,1 mm, co zresztą zupełnie wystarczy dla większości wypadków. Chcąc i w tym wypadku osiągnąć dokładność 0,01 mm, należy obliczać x_1 i y bezpośrednio ze wzorów, nie interpolując. Omyłka o kilka minut przy mierzeniu na wykresie zazębienia (w naszym przykładzie α z obliczenia = $20^\circ 47'$, a nie $20^\circ 49'$) wpływa b. nieznacznie na końcowe wyniki, t. j. na okres zazębienia i grubość zębów. Wymiary zęba (ze wzorów 16 i 17):

$$h'_2 = 11,76 \text{ mm, } h''_2 = 8,58 \text{ mm.}$$

Cała więc wysokość zęba

$H_2 = h'_2 + h''_2 = 20,34 \text{ mm}$ jest mniejsza od normalnej 21,66 mm.

Zewnętrzna średnica koła

$$D_2 = m z_2 + 2 h'_2 = 303,52 \text{ mm.}$$

Odległość między osiami

$$l = \frac{(z_1 + z_2) m}{2} + y = 206,68 \text{ mm.}$$

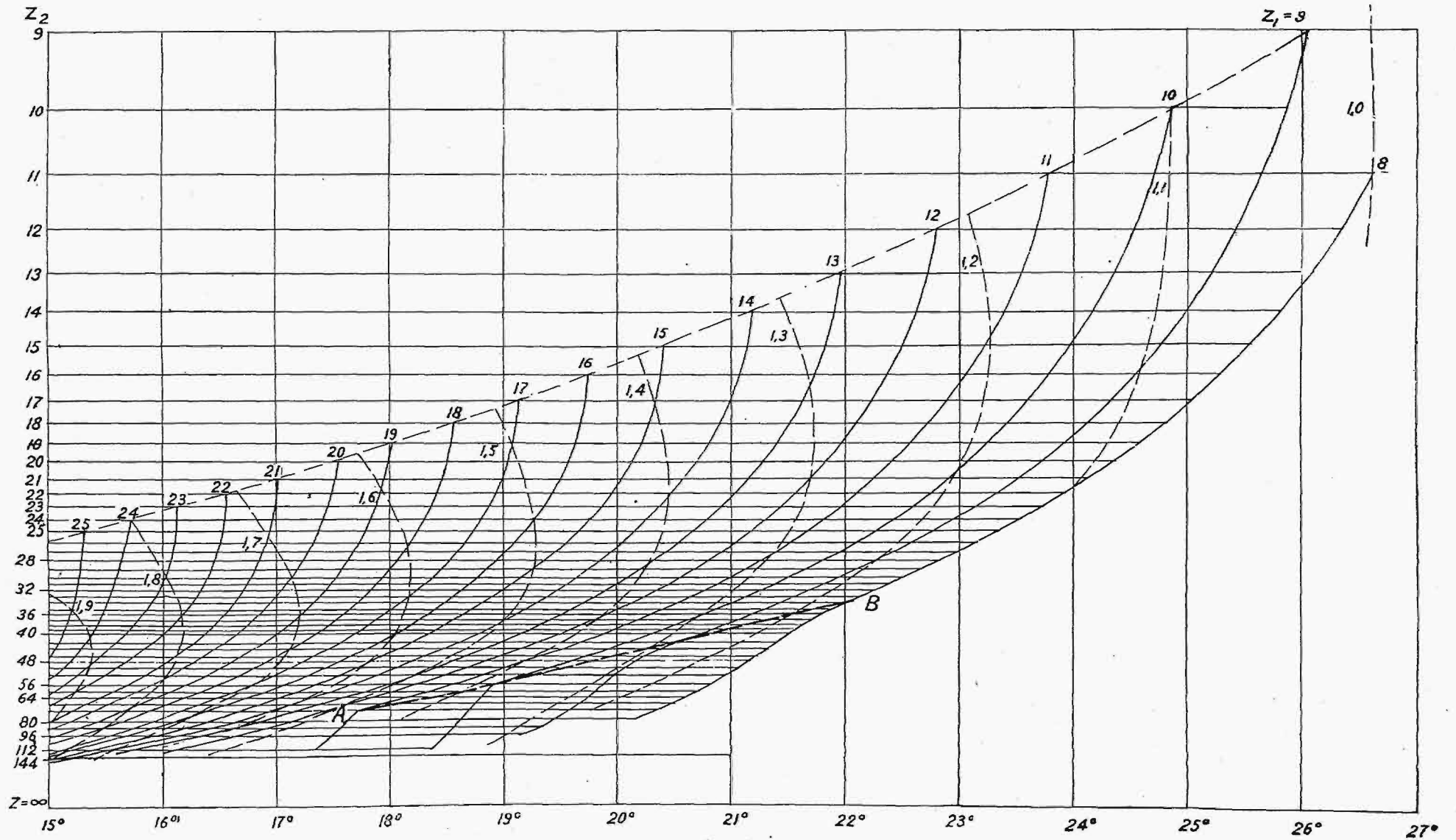
Odległość ta wypada zazwyczaj w postaci liczby niecałkowitej, co zresztą nie ma większego znaczenia dla nowobudowanych maszyn. Gorzej się przedstawia fakt, że odległość ta nie jest stała przy stałej ilości $z_1 + z_2$, lecz jest zmienna i zależy od przesunięć profilu. Można by jednak dla pewnej określonej kombinacji kół (naprz. skrzynki biegów samochodu) obliczyć najkorzystniejsze przesunięcia profilu dla grupy kół przy stałej odległości między osiami. W przyszłości powrócimy jeszcze do tej kwestji.

Grubość zęba na kole zasadniczym $s = 18,47 \text{ mm}$ (wzór 18).

Okres zazębienia $\tau = 1,35$, gdyż punkt przecięcia się krzywej z_{12} z prostą z_{28} leży pośrodku między krzywymi $\tau = 1,3$ i $\tau = 1,4$.

Tym sposobem możemy również obliczyć przesunięcie profilu dla kół stożkowych i czołowych z zębami śrubowymi¹³⁾, aczkolwiek w tym ostatnim wypadku niema wyraźnej potrzeby, chyba dla b. małych ilości zębów.

¹³⁾ Patrz cytowane już prace prof. Kutzbach'a i prof. Schiebel'a. Również K. Golliasch, die Ermittlung der Kegeldradabmessungen, 1923 r.



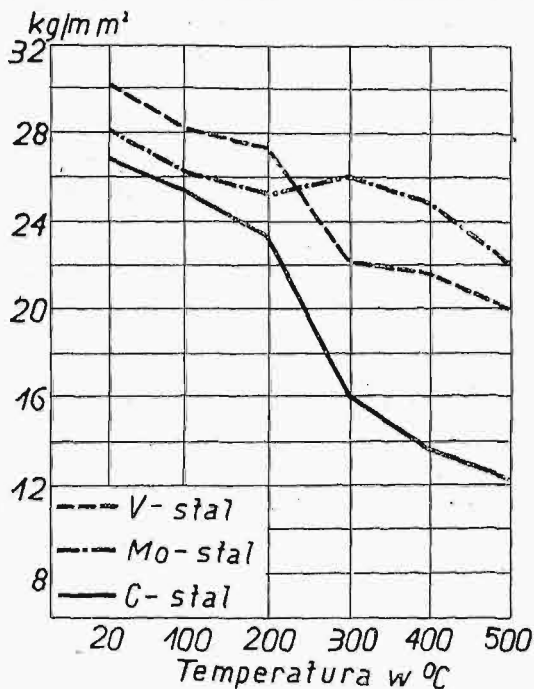
Rys. 9.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

METALOZNAWSTWO.

Materiały o zwiększonej odporności na działanie wysokich temperatur do budowy kotłów parowych i innych aparatów.

Nowe poszukiwania materiałów, wytrzymałych na działanie ciśnienia w podwyższonych temperaturach i nadających się wobec tego do budowy kotłów parowych i różnego rodzaju aparatów do przemysłu chemicznego, dotyczą miękkich stali wanadowych i molibdenowych. Chodzi głównie o to, ażeby granica płynności w materiałach stalowych nie



Rys. 1.

spadła zbyt gwałtownie w temperaturach podwyższonych. Taką własność posiadają stale mało węgliste o małych zawartościach wanadu (około 0,2%) i molibdenu (0,3—0,4%).

P. Prömper i E. Pohl (Borsigwerke) badali stale o następującym składzie chemicznym:

1) Stal V: C = 0,19; Mn = 0,47; P = 0,015; S = 0,28; V = 0,19%

2) Stal Mo: C = 0,15; Mn = 0,50; P = 0,020; S = 0,017; Mo = 0,34,

w temperaturach 20, 100, 200, 250, 300, 350, 400, 450 i 500° i ustalili poniższe zmiany ich własności mechanicznych:

1) Stal V,

przy 20°	Q = 30,1;	R = 40,8;	A ₂₀₀ = 26,2;	C = 56,4;	U = 9,3
" 100	28,2	41,0	20,5	48,1	13,5
" 200	27,3	42,5	18,5	47,2	12,4
" 250	24,7	43,4	18	42,2	11,6
" 300	22,2	40,0	22,8	45,8	11,4
" 350	21,8	39,9	27,0	51,4	10,3
" 400	21,6	35,4	38,1	60,8	9,9
" 450	21,3	29,3	38,1	66,9	7,4
" 500	20,0	26,7	41,5	67,3	7,9

2) Stal Mo:

przy 20°	29,2	43,3	25,5	64,4	21,9
" 100	26,2	41,1	19,5	62,5	19,3
" 200	25,1	44,3	17,8	55,1	19,7
" 300	26,1	44,5	19,8	58,8	15,3
" 400	24,7	39,7	21,2	65,0	11,8
" 500	22,1	32,7	25,5	70,7	18,1

Spadek granicy płynności molibdenowej, wanadowej i zwykłej małowęglistej blachy kotłowej w temperaturach otoczenia od 20° do 500 wykazuje wykres na rys. 1.

Blachy, spawane gazem wodnym, wykazały następujący przebieg zmian własności mechanicznych:

3) Blachy wanadowe ze szwem spawania

przy 20°	Q = 28,2;	R = 35,7;	A ₂₀₀ = 8,2;	U = 8,3
" 100	24,4	35,9	3,5	12,6
" 200	26,0	37,1	4,7	12,2
" 250	24,1	44,1	3,0	11,5
" 300	21,6	35,0	4,0	12,4
" 400	21,3	29,7	14,5 (?)	5,6
" 500	19,5	24,0	9,5	5,8

4) Blachy molibdenowe ze szwem spawania.

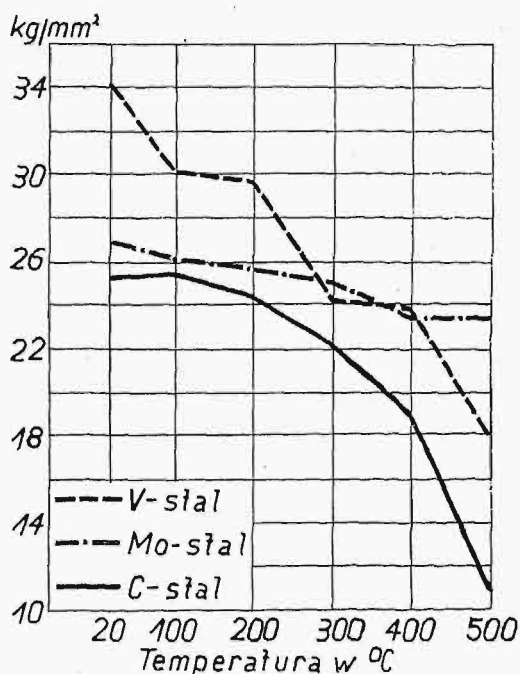
przy 20°	30,2	38,4	7,9	14,6
" 500°	20,4	28,0	6,0	12,1

Obniżenie własności mechanicznych wskutek obecności szwu spawania w powyższych materiałach jest minimalne, nawet w temperaturach podwyższonych.

Zmienność granicy płynności w odlewach o składzie chemicznym:

1) C = 0,22; Si = 0,32; Mn = 0,59; P = 0,025; S = 0,026; Cu = 0,16; V = 0,18%

2) C = 0,16; Si = 0,31; Mn = 0,46; P = 0,016; S = 0,023; Cu = 0,15; Mo = 0,32, w zależności od temperatury otoczenia, przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2.

Badania na długotrwałe obciążenia wykazały również przewagę stali wanadowych, a przede wszystkim molibdenowych.

Zmienność wytrzymałości, granicy płynności, wydłużenia i odporności na uderzenie stali wanadowych w temperaturach od 20 do 500° przedstawiono na rys. 3. Dla stali molibdenowych ustalono mniej więcej ten sam przebieg; tylko odporność na uderzenie była nieco mniejsza.

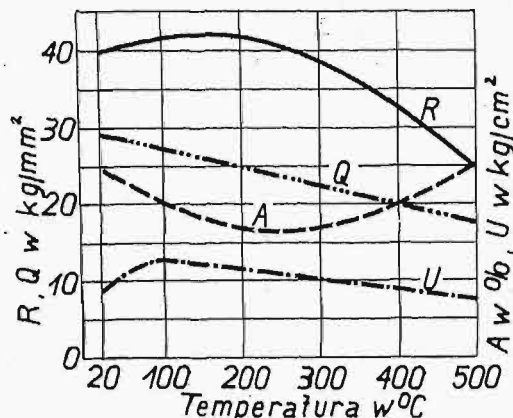
W końcu dochodzą autorzy do takich wniosków:

1) Stale małowęgliste, używane do budowy kotłów parowych i innych aparatów przemysłu chemicznego, uzyskują o 70—100% wyżej położoną granicę płynności w temperatu-

rze około 500°, gdy zawierają około 0,2% wanadu lub 0,3—0,4% molibdenu.

2) Stale te są również odporniejsze na długotrwałe obciążenia nawet w temperaturach wyższych (do 500°).

3) Spawalność tych stali odpowiada spawalności węglistej stali zlewnej.



Kys. 3.

4) Są one mniej czułe na zjawiska starzenia się.

5) Są więcej odporne na działanie korozji, zwłaszcza stale wanadowe.

6) Dzięki powyższym własnościom, możliwe jest zmniejszenie normalnej grubości ścianek z tych stali o 35—50%, co ułatwia obrabialność konstrukcji, jej spawalność, obniża koszt produkcji, ułatwia wyzyskanie ciepła i t. p.

Wskutek tego, że powyższe stale są mniej czułe na gwałtowne obciążenia (mniej kruche), nieszczęśliwe wypadki wskutek wybuchów zdarzają się rzadziej, a tem samem podwyższa się współczynnik bezpieczeństwa. I. F.-Cz.

MATERJAŁOZNAWSTWO.

Nowe teorie smarowania.*)

W dalszym ciągu swej rozprawy omawia autor

Badania zapomocą promieni Röntgena.

Reentgenogramy wykonane metodą Debye'a wykazują, w jaki sposób atakowany jest metal przez kwasy tłuszczowe zawarte w smarze. Załączone do rozprawy rysunki pozwalają stwierdzić, że na powierzchni metalu tworzą się niewidoczne gołym okiem nawarstwienia, przypominające swym układem talję kart. Atomy grupy COOH zapuszczają jakby korzenie do metalu, zaś pozostałe części drobin układają się w równoległe warstwy. Podobne zjawiska można zaobserwować również w razie obecności w smarze wolnych kwasów. Drobin kwasów, o dużej aktywności chemicznej względem metalu, są przyciągane do jego powierzchni, „zakorzeniają się” w niem i układają w szereg warstewek. W ten sposób powierzchnia metalu pokrywa się nową warstwą, pokrytą z zewnątrz związkami CH_2 . Silne pole elektromagnetyczne metalu zostaje wobec tego częściowo zneutralizowane i zastąpione przez o wiele słabsze, rozwijane przez cząstki CH_2 drobin, a w związku z tem zmniejsza się tarcie wywoływane przyciąganiem drobin. Drobin węglowodorów ślizgają się z wielką łatwością po tej nowej powierzchni, posiadającej

nadto tę własność, że utworzone w ten sposób warstewki smaru, ślizgając się po sobie z łatwością, niemal bez tarcia, sprzeciwiają się odkształceniom w każdym innym kierunku, czyli zachowują się, jak talja kart. Powinowactwo kwasu tłuszczowego do metalu objaśnia trwałość powłoki smaru.

Autor dodaje, że pewnej przymusowej orientacji przy zetknięciu z metalem ulegają nie tylko drobiny kwasów tłuszczowych, lecz zjawisko to zachodzi również i w stosunku do triglicerydów, z wyjątkiem tych, które posiadają nie chemiczne, lecz fizyczne powinowactwo do metali, wywołujące adhezję. Drobiną tego związku jest jakby skrzynka 3-przedziałowa, w której każdy przedział stanowi grupa R. Grupa ta właśnie przylega do metalu, zaś reszta łańcucha ustawia się pionowo. Sąsiednia drobiną umieszcza się naprzeciw pierwszej. Płaszczyzny, w których ustawiają się grupy CH_2 , są płaszczyznami poślizgu. Przy najmniejszym wysiłku w kierunku stycznym do takiej płaszczyzny, zachodzi łatwy poślizg, i to właśnie zjawisko odczuwamy przy dotyku, jako smarność. Smarność, jak ją pozwalają objaśnić badania promieniami Roentgena, zdają się przedewszystkiem polegać na łatwości, z jaką drobiny dają się orjentować i wytwarzać budowę warstwową, opisaną wyżej.

Następna serja badań miała na celu wyjaśnienie, czy smarność jest własnością stałą danego ciała, czy też powstaje w pewnych tylko warunkach, pod wpływem pewnych czynników.

Badania te doprowadziły autora do wniosku, że smarność jest własnością ciała, zależną od szeregu zewnętrznych czynników fizycznych, jak ciśnienie i in.

Pomimo wielu poważnych trudności, związanych z tego rodzaju badaniami, autor sprawdzał swe wywody na całym szeregu innych ciał, poza smarami, i stwierdził, na przykład, warstwowość układu drobin w takich cieczach, jak kwas oleinowy, przy zaciśnięciu pomiędzy dwiema taflami szklanymi lub między płytami metalowymi.

Ważne też jest spostrzeżenie, iż drobiny, o dostatecznie asymetrycznej budowie, ulegają pewnej orientacji i wytwarzają warstwy odpowiednio ugrupowane, gdy cienka warstewka oleju jest ściśnięta pomiędzy częściami ruchomymi. Zjawisko to nie ogranicza się przytem tylko do smarów, lecz daje się zauważyć nawet i w ciałach stałych (przy walcowaniu). Gdy tylko drobiny asymetryczne są obecne w masie płynącej, poddanej gwałtownemu rozciąganiu lub ścisłaniu, to reagują one na to mniej lub więcej doskonałą orientacją. W olejach smarnych, za orientacją następuje układanie się warstwowe (stratyfikacja), zwłaszcza w obecności drobin aktywnych.

W mieszaninach drobin aktywnych z nieaktywnymi, pierwsze są adsorbowane selekcyjnie pod wpływem pola drobinowego, które one starają się zmniejszyć, lub wskutek powinowactwa, jakie mają do metalu.

Autor wypowiada w konkluzji hipotezę, że drobiny reagują na wysokie ciśnienie przez przeciwdziałanie mu w drodze stosownej orientacji. Ustawiając się prostopadle do powierzchni metalu, neutralizują pole drobinowe, wytwarzane przez tę ostatnią, a układając się równoległe do siebie — dążą do minimum energii. Orientacja drobin nie ogranicza się do pojedynczej ich warstwy, najbliższej metalu, ponieważ końce drobin zwrócone ku cieczy wytwarzają również pole sił, choć o wiele słabsze od pola ciała stałego. Atoli prowadzi ono także do odpowiedniej orientacji drugiej warstwy drobin i t. d. [Dr. J. J. Trillat, Mech. Engg., t. 50 (1928), zesz. 6, str. 471—3].

*) Dokończenie do str. 635 w zesz. 30—31 z r. b.

POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE L'ÉNERGIE

T R E Ś Ć:

Normy inwentaryzacji sił wodnych w Polsce.
Kongres Paliwowy w Londynie.
Sprawozdania z posiedzeń.

WARSZAWA

8—15 SIERPNIA

1928 r.

S O M M A I R E:

Normes polonaises de l'évaluation des forces hydrauliques, Session de Londres de la Conférence Mondiale de l'Énergie. Comptes rendus des séances de diverses Commissions.

Normy inwentaryzacji sił wodnych w Polsce.

1. Przedmiotem inwentaryzacji sił wodnych są istniejące zakłady wodne, tudzież zasoby energii, tkwiące w niewyzyskanych dotąd odcinkach rzek i potoków.

1. Zakłady istniejące.

2. Inwentaryzacja zakładów mniejszych, o mocy instalowanej poniżej 100 KM, tudzież wstępna (tymczasowa) inwentaryzacja zakładów większych, może być przeprowadzona na podstawie wpisów (względnie zgłoszeń) w księgach wodnych, oraz danych, zawartych w zbiorach map i dokumentów, stanowiących załączniki księgi wodnej.

3. Inwentaryzację dokładną (ostateczną) zakładów o mocy powyżej 100 KM przeprowadza się w zasadzie na podstawie zdjęć zakładów, niwelacji spadków i pomiarów objętości wody. W pierwszym rzędzie będą tu miarodajne wyniki studjów, przeprowadzonych przez Centralne Biuro Hydrograficzne dla katastru sił wodnych.

4. Pomiar niwelacyjny powinien umożliwić oznaczenie różnicy zwierciadła wody w rzece przy ujściu i przy ujściu kanału roboczego (spad brutto), tudzież różnicy poziomów w kanale powyżej i poniżej zakładu (spad netto), przy stanie wody, odpowiadającym pełnemu wyzyskaniu silników, i przy uwzględnieniu warunków koncesji.

5. Wykonane pomiary i zdjęcia zakładu powinny umożliwić oznaczenie spadów również przy innych charakterystycznych przepływach.

6. Pomiary objętościowe powinny umożliwić oznaczenie najwyższego przepływu dozwolonego, przepływów okresowych — przedewszystkiem 6-cio, 9-cio, 11-to i 12-to miesięcznego, oraz najmniejszego znanego przepływu.

7. Każdy zakład, objęty inwentaryzacją, powinien mieć ustalone następujące dane:

- a) największy zezwolony przepływ w $m^3/sek.$
- b) zezwolony spad (brutto) w m ,
- c) spad użyteczny (netto) w m ,
- d) rzeczywiście zainstalowaną moc silników w KM.

8. Zakłady wodne, operujące silnikami instalowanymi powyżej 100 KM, powinny nadto podawać w zestawieniach inwentaryzacyjnych:

e) Szczegółowe dane dla zmiennych spadów, odpowiadających zmiennym objętościom przepływu roboczego;

f) pełną, teoretycznie możliwą dla danego urządzenia, produkcję roczną w koniogodzinach na wale turbiny, lub w KWh na odbiorniku prądnic, obliczoną jako przeciętna wartość dla dłuższego okresu lat, przy wyzyskaniu całkowitego zasobu;

g) taką samą produkcję dla lat wyjątkowych, w których suma opadów w danym okresie okazała się najmniejsza i największa;

h) rzeczywistą średnią produkcję roczną zakładu przy jego istniejącej instalacji;

i) stosunek energii wyzyskanej do energii zawartej w naturalnym biegu rzeki;

k) obliczenia możliwości zwiększenia instalacji i produkcji na wyzyskanym odcinku rzeki.

9. Inwentaryzacja istniejących zakładów wodnych winna być stale uzupełniana w miarę powstawania nowych zakładów, lub powiększania istniejących.

10. Dla umożliwienia prowadzenia dokładnej ewidencji, powinno Centralne Biuro Hydrograficzne otrzymywać odpisy, względnie wyciągi z akt koncesyjnych (pozwoleń), wydawanych przez władze wodne na budowę, przebudowę i uruchomienie zakładów wodnych, obejmujące dane potrzebne do zestawień wyliczonych w p. 7 i 8.

11. Inwentaryzacja powinna być prowadzona według dorzeczy i rzek, a zarazem uwzględniać administracyjny podział państwa na województwa i powiaty.

II. Inwentaryzacja zasobów energii wodnej.

12. Inwentaryzacja zasobów energii wodnej dzieli się na zestawienia energii, zawartej w wodzie płynącej brutto (kataster sił wodnych), tudzież na badania zmierzające do ustalenia sił faktycznie możliwych do wyzyskania na poszczególnych rzekach, względnie ich odcinkach, przy uwzględnieniu wszystkich potrzeb gospodarki wodnej (energia netto).

13. Inwentaryzacja energii brutto opiera się na pomiarach spadku oraz pomiarach objętości, przyczem małe zakłady wodne, lub zakłady, któ-

re niedostatecznie wyzyskują istniejącą energię, mogą być przy oznaczeniu energii, będącej do dyspozycji, pominięte.

14. Z inwentaryzacji wyłączyć należy odcinki, na których spadek jest mniejszy od $0,2\text{‰}$, oraz te, na których energia brutto, obliczona na 1 km biegu przy przepływie 9-miesięcznym, przedstawia wartość mniejszą od 50 KM, względnie 75 KM przy przepływie średnim; ta ostatnia norma stosuje się przy braku danych co do 9-cio miesięcznego przepływu.

15. Pomiary objętości przepływu winny umożliwić ustalenie przepływów charakterystycznych, t. j. przepływu najwyższego i najniższego znanego przepływu średniego, przeciętnie niskiego (12-to miesięcznego), oraz przepływów okresowych, a w szczególności 6, 9 i 11-to miesięcznego.

16. Przepływy charakterystyczne i okresowe winny być obliczone jako wartości przeciętne z możliwie długiego okresu lat. Przy okresach krótszych, należy wyłączyć extrema, które nawzajem się nie kompensują. Okres wzięty do obliczenia należy podać. Prócz tego należy ustalić przepływy w latach, w których w ciągu danego okresu okazała się suma opadów najmniejszą i największą.

17. Obliczenia powinny być uniezależnione od zmienności przekrojów wodowskazowych, zatem winny opierać się na bezpośrednim związku pomiędzy objętością a czasem trwania*).

18. Moc oblicza się bez uwzględnienia strat spadku i sprawności silników, wyłącznie jako funkcję objętości wody i spadku brutto przy danych okresowych przepływach, i wyraża się ją w KM (o ile normy międzynarodowe nie przyjmą zasady obliczenia w *KWh*).

W razie braku danych o wartościach spadku, odpowiadających przyjętym przepływom okresowym, przyjmuje się za podstawę obliczeń mocy spad, odpowiadający 6-cio mies. przepływowi.

19. Do zestawień sił wodnych oblicza się moc, odpowiadającą charakterystycznym i okresowym przepływom.

20. Obliczenia zasobów energii netto uskutecznią się bądź to na podstawie projektów zakładów koncesjonowanych, ale niewykonanych, lub nieukończonych, bądź to na podstawie generalnego planu wykorzystania danej rzeki, lub jej odcinka dla wszelkich gałęzi gospodarki wodnej, bądź wreszcie na podstawie specjalnych studjów hydrotechnicznych, dla celów inwentaryzacji przeprowadzonych.

21. Dla ułatwienia inwentaryzacji energii netto, pożądanym jest podanie, przy sporządzaniu katastru, charakterystyki rzeki na poszczególnych odcinkach, ilustrowanej, o ile możliwości, charakterystycznymi przekrojami, z dodaniem opisu stosunków geologicznych, zwłaszcza w miejscach, nadających się do magazynowania wody w zbiornikach retencyjnych.

*) Związek ten w granicach przepływu 6-cio i 11-to miesięcznego można też przedstawić w postaci krzywej, o ile zaś związek jest prostoliniowy, wystarczą wartości skrajne (50% i 90% odpływu).

22. Inwentaryzacja zasobów energii netto obejmie zasadniczo wszystkie zakłady, nadające się do wyzyskania pod względem możliwości technicznej, nie biorąc pod uwagę kosztów inwestycji i możliwości zbytu; pożądanym jednak jest orientacyjne obliczenie kosztów założenia 1 KM, oraz kosztów produkcji 1 *kWh*, dla wyjaśnienia ich znaczenia pod względem ekonomicznym.

23. Dla każdego zakładu, względnie dla grupy zakładów na jednym ujęciu, należy podać: a) moc instalacji w KM dla przepływu 6-cio miesięcznego; b) pełną produkcję teoretyczną w koniogodzinach na wale turbiny, lub *kWh* na odbiorniku prądnicy, obliczoną dla roku normalnego, suchego i mokrego, według zasad, podanych w p. 8.

24. Obliczoną moc instalowaną oraz produkcję należy porównać z energią brutto przy tym samym przepływie na danym odcinku rzeki, oraz z teoretyczną pracą rzeki w granicach przepływów wyzyskanych, dla uzyskania stosunku między zasobami energii brutto i netto. Uzyskane w ten sposób współczynniki na charakterystycznych odcinkach rzek mogą posłużyć do prowizorycznego obliczenia rzędzywistych zasobów energii na rzekach, gdzie znana jest tylko energia brutto.

Kongres Paliwowy w Londynie.

Jako ciąg dalszy komunikatów o powyższym Kongresie, uzupełniający podane przez nas przedtem wiadomości o nim, przytaczamy poniżej program obrad oraz całkowity spis referatów.

Program obrad.

- 24 września (poniedziałek):
g. 10^{1/2} — Zebranie Międzynarodowej Rady Wykonawczej;
„ 3 po poł. — Oficjalne otwarcie Kongresu w wielkiej sali Imperial Institute;
- 25 września (wtorek):
g. 10-15 do 12-45. — Posiedzenia sekcji: A (zagadnienia ogólne i gospodarcze przemysłu węglowego) i E (zagadnienia ogólne i gospodarcze przemysłu naftowego);
g. 2-30 do 5 po poł. Posiedzenia sekcji: B (badanie paliwa stałego) i F (skład, klasyfikacja, przechowywanie paliwa ciekłego).
- 26 września (środa):
g. 10-15 do 12-45. Posiedzenia sekcji: C (oczyszczanie, suszenie i brykietowanie węgla), D (przechowywanie paliwa stałego przez spożywcę), R (torf) oraz S (alkohol);
g. 2-30—5 po poł. Posiedzenia sekcji: G (koksownictwo — zagadnienia ogólne i gospodarcze);
Posiedzenie Międzynarodowej Rady Wykonawczej.
- 27 września (czwartek):
g. 10-15—12-45. Posiedzenie sekcji H (skład chem., klasyfikacja, przechowywanie paliwa gazowego i produktów dystalacji węgla);
g. 1-30—5-30. Oficjalne zwiedzanie portu londyńskiego.
- 28 września (piątek):
g. 10-15—12-45. Posiedzenie sekcji J (zastosowanie paliw do wytwarzania pary i elektryczności).
g. 2-30—5. Posiedzenie sekcji K (zużytkowanie paliw, włącznie z elektrycznością, do pracy pieców przemysłowych).
- 29 września (sobota):
Wycieczki oficjalne.
- 1 października (poniedziałek):
g. 10-15—12-45. Posiedzenie sekcji L (zużytkowanie paliw, włącznie z elektrycznością, do celów domowych).

- g. 2-30—5. Sekcja U (paliwo pyłkowane).
Posiedzenie Międzynarodowej Rady Wykonawczej.
2 października (wtorek);
- g. 10-15—12-45. Posiedzenie sekcji Q (Dystylacja węgla w niskiej temperaturze).
- g. 1-30—5-30. Oficjalne zwiedzanie gazowni i elektrowni londyńskich.
3 października (środa);
- g. 10-15—12-45. Posiedzenia sekcji: O (przenoszenie energii) i P (wyzyskanie ciepła odlotowego).
- g. 2-30—5. Posiedzenia sekcji: T (kształcenie techników opałowych) i V (organizacje pracujące na polu racjonalizacji gospodarki energetycznej).
4 października (czwartek);
- g. 10-15—12-45. Posiedzenie sekcji W (możliwości ekonomiczne lepszej współpracy nad zużytkowaniem paliwa);
- g. 2—5. Oficjalne zwiedzanie H. M. Fuel Research Station oraz laboratorjów T-wa Anglo-Persian Oil Co.
Posiedzenie Międzynarodowej Rady Wykonawczej.
5 października (piątek);
- g. 10-15—12-45. Sprawozdania przewodniczących i referentów generalnych o zebraniach technicznych Kongresu. Posiedzenie końcowe Kongresu.
6 października (sobota);
- EW. oficjalne zwiedzanie innych urzędzeń, poza wyżej podanemi.

Spis referatów.

Sekcja A.

Przemysł węglowy. Zagadnienia ogólne i gospodarcze.

1. Zasoby węgla kamiennego i brunatnego Australji.
2. Spalanie węgla brunatnego w Australji. Autor: Nacz. inżynier Państw. Komisji Elektrycznej w Wiktorji.
3. Przemysł węglowy Austrii. Referat Zw. kopalń. Autor: Dr. A. Gestöttner.
4. Charakterystyka techniczna głównych gatunków węgla austrjackiego. Referat Tow. Gospodarki Ciepłej. (Austria).
5. Badania węgla po-karboniferyjnego. Referat Rady Badań Nauk. i Przemysł. w Kanadzie. Autor: Dr. Edg. Stansfield.
6. Metody ulepszania lignitów w Czechosłowacji. Referat Czesk. Komitetu Energ. Autor: J. Formánek.
7. Zużytkowanie węgla jako nawozu. Ref. Czesk. Kom. Energ. Autor: A. D. Kissel.
8. Metody spalania węgla w Indjach holenderskich. Ref. Bureau of Mines na Jawie.
9. Węgle koreańskie i ich wyzyskanie. Ref. Państw. Inst. Badań Paliwa i Rud, Korea. Autor: Prof. M. Kamo.
10. Uwagi w sprawie racjonalnego wyzyskania lignitów rumuńskich. Ref. Rum. Kom. Energ.
11. Wyzyskanie podrzędnych gatunków paliwa w Z. S. R. R. Ref. Państw. Instytutu Badawczego Techniki Ciepłej w Moskwie. Autor: Prof. L. K. Ramzin.
12. Charakterystyka i klasyfikacja paliw w Z. S. R. R. Ref. Państw. Instytutu Badawczego Techniki Ciepłej w Moskwie. Autor: Prof. L. K. Ramzin.
13. Wartość opałowa paliw przemysłowych. Ref. Hiszpańskiego Kom. Energ. Autor: Prof. J. A. de Artigas.
14. Budowa węgla. Ref. Angielskiego Komitetu Zjazdowego. Autor: Prof. R. V. Wheeler.
15. Zużytkowanie paliwa w Holandji. Ref. Holend. Instytutu gospodarki opałowej. Autor: F. C. Wirtz.
16. Podstawa do oceny zasobów paliwa. Ref. Bureau of Mines St. Zjednocz. Am. Półn.

Sekcja B.

Branie prób i badanie paliwa stałego.

1. Branie prób i badanie węgla. Ref. T-wa gospodarki ciepłej (Austria).

2. Praktyczny miernik porównawczy wartości opałowej węgla. Ref. złoż. przez Polski Kom. Energ. Autor: Inż. St. Felsz.
3. Wyznaczanie zawartości części lotnych węgla metodą niskich temperatur. Ref. Czeskosł. Kom. Energ. Autor: Vondráček.
4. Własności hygroskopijne węgla. Ref. Czesk. Kom. Energ. Autor: R. Vondráček.
5. O wyznaczaniu i klasyfikowaniu wartości i własności węgla. Ref. Szwedzkiego Kom. Energ. Autor: E. Norlin.

Sekcja C.

Przygotowanie węgla: a) oczyszczanie; b) suszenie; c) brykietowanie.

1. Oczyszczanie węgla. Ref. American Institute of Mining and Metal. Engineers. (St. Zjedn.).
2. Suszenie węgla brunatnego bez kruszenia. Ref. Austrjackiego Kom. Energ. Autor: Prof. Dr. H. Fleissner.
3. Odwadnianie i suszenie węgla. Ref. Inst. of Mining Engrs (Anglja). Autor: R. A. Mott.
4. Oczyszczanie węgla, ze szczególnem uwzględnieniem gatunków drobnych. Ref. Inst. of Mining Engrs. (Anglja). Autor: Dr. W. R. Chapman.
5. Oczyszczanie węgla metodą flotacji. Ref. Inst. of Mining Engrs (Anglja). Autorzy: E. Edser i P. T. Williams.
6. Suche oczyszczanie węgla. Ref. Inst. of Mining Engrs (Anglja). Autor: G. Raw.
7. Suche oczyszczanie węgla. Ref. j. w. Autor: mjr K. C. Appleyard.

Sekcja D.

Paliwo stałe. Jego przechowywanie i gospodarka nim przez spożywcę.

1. Metody kontroli, przygotowania, obchodzenia się z węglem i jego przechowywania na kolejach belgijskich. Ref. Société Nationale des chemins de fer belges. Autor: H. Chenu.
2. Przechowywanie i gospodarka węglowa w marynarce. Ref. Kom. Energ. Indyj Holenderskich. Autor: G. J. Wally.
3. Przechowywanie, ładowanie i przewóz węgla w Emmahaven. Ref. Kom. Energ. Indyj Holend. Autor: D. Allemand.
4. Przechowywanie na składach i gospodarowanie węglem przez spożywcę. Ref. Angielskiego Komitetu Zjazdowego. Autor: R. K. Stockwell.

Sekcja E.

Przemysł naftowy. Zagadnienia ogólne i gospodarcze.

1. Gospodarka przemysłu naftowego, z uwzględnieniem produktów ubocznych. Ref. Institution of Petroleum Technologists. Autor: E. H. Davenport.
2. Przemysł naftowy w Japonji. Ref. Power Association of Japan. Autor: Keizaburo Hashimoto.
3. Gaz ziemny, jako źródło energii. Ref. Rumuńskiego Kom. Energ.

Sekcja F.

Skład chemiczny, klasyfikacja, przygotowanie, przechowywanie i przesyłanie paliwa ciekłego.

1. Charakterystyka spirytusu napędowego. Ref. Tow. Gospodarki Ciepłej. (Austria).
2. Możliwość wyzyskania piasków bitumicznych w Alberta do wytwarzania paliwa ciekłego. Ref. Scientific and Industrial Research Council of Alberta (Kanada). Autor: K. A. Clark.
3. Własności wymagane od paliwa ciekłego w zastosowaniu do silników samochodowych i lotniczych. Ref. Automobil- und Flugtechnische Gesellschaft (Niemcy). Autor: Wa. Ostwald.
4. Nowoczesny rozwój dystylacji ropy. Ref. Inst. of Petroleum Technologists (Anglja). Autorzy: Dr. A. E. Dunstan i J. Kewley.

5. Nowoczesny rozwój rafinowania ropy. Ref. Inst. of Petr. Technol. (Anglja). Autorzy: j. w.
6. Skład chemiczny i własności ropy rosyjskiej. Ref. Ros. Kom. Energ. Autor: Prof. J. Elin.
7. Badania nad dystalacją szwedzkich łupków bitumicznych. Ref. Szwedzkiego Kom. Energ. Autor: B. Holmberg.
8. Nowoczesny rozwój rozszczepiania ropy (cracking). Ref. Inst. of Petroleum Technol. (Anglja). Autorzy: Dr. A. E. Dunstan i J. Kewley.
9. Rozszczepianie (cracking) ropy. Ref. Rumuńskiego Kom. Energ.
10. Zagadnienia techniczne przechowywania i przesyłania paliw ciekłych przez spożywcę. Ref. Angielskiego Komitetu Zjazdowego. Autor: I. Lubbock.
11. Łupki i wytwarzanie z nich oleju. Ref. Bureau of Mines. (St. Zjedn. Am. Półn.).
12. Rozszczepianie ropy (cracking). Ref. Bureau of Mines i Amer. Institute of Mining Engrs (St. Zjedn. Am. Półn.).
13. Skład chemiczny polskich gazów ziemnych i wyznaczenie ich wartości opałowej. Ref. Polsk. Kom. Energ. Autorzy: Dr. K. Kling, L. Suchowiak, W. Leśniański, Dr. W. Dominik i J. Wójcicki.

Sekcja G.

Przemysł koksowniczy. Zagadnienia gospodarcze i ogólne.

1. Dystalacja w temperaturach wysokich i niskich oraz wytwarzanie paliwa syntetycznego na tle zagadnienia opałowego Kanady. Ref. Departamentu Górnictwa (Kanada). Autor: B. F. Haanel.
2. Przewodzenie ciepła przez ściany pieca koksowniczego. Ref. Komisji koksowniczej Stow. Górniczego okr. Ruhr'y oraz Stow. Hutników Niemieckich. Autor: K. Rummel.
3. Zastosowanie górnej i dolnej wartości opałowej do badań odbiorczych (gwarancyjnych). Ref. Związku Stowarzyszeń Dozoru Kocioł w Niemczech oraz Związku Niemieckiego Przemysłu budowy kocioł i aparatów. Autor: N. F. Nissen.
4. Podstawy porównania praktycznego wartości jednostki ciepła paliw stałych i gazowych. Ref. Niemieckiego Związku Gazowników i Wodociągowców. Autor: Hr. Elvers.
5. Produkty uboczne pieców koksowniczych w zastos. do celów przemysłowych i domowych. Ref. Komitetu Paliwowego, wyłonionego przez: Institution of Gas Engrs, Society of Chemical Industry, Związek dyrektorów koksowni i Institute of Fuel. Autorzy: C. P. Finn i R. Ray.
6. Zagadnienia gospodarcze wytwarzania koksu i przemysłu koksowniczego. Referat Komitetu organizacji wymienionych w p. 5. Autor: M. Makenzie.
7. Gaszenie i studzenie koksu. Ref. Komitetu jak w p. 5. Autor: W. Colquhoun.
8. Podstawowe zagadnienia spalania. Ref. Angielskiego Kom. Zjazdowego. Autorzy: Prof. W. A. Bone, Prof. G. J. Finch i Dr. D. T. A. Townend.
9. Przemysł gazowniczy jako źródło energii przemysłowej i domowej. Ref. organizacji jak w p. 5. Autor: F. W. Goodenough.
10. Wyzyskanie gazu koksownianego w przemyśle gazownianym. Ref. organizacji jak w p. 5. Autor: T. P. Ridley.
11. Zasys historii przemysłu gazowniczego w Japonji. Ref. Power Association of Japan. Autor: Sakura Okamoto.
12. Sortowanie koksu. Referat organizacji podanych w p. 5. Autor W. S. Edwards.

Sekcja H.

Skład chemiczny, klasyfikacja, przygotowanie i wydawanie paliw gazowych i produktów koksowania.

1. System ujednostajnionego znakowania paliw gazowych. Ref. T-wa Gospodarki Ciepłej (Austria).

2. Zastosowanie zasady wybuchu do oceny wartości opałowej gazu. Ref. Austrjackiego Kom. Energ. Autor: Dr. H. Löffler.
3. Badanie paliw gazowych. Ref. Austrjackiego Kom. Energ.
4. Własności gazów, określające ich spalanie. Ref. Niemieckiego Zw. Gazowników i Wodociągowców. Autorzy: Dr. W. Bertelsmann i Dr. F. Schuster.
5. Wytwarzanie gazu i uzyskiwanie in. produktów dystalacji w gazowni miejskiej w Wiedniu. Ref. Austrj. Kom. Energ. Autor F. Mentzel.
6. Wytwarzanie bezdymnego paliwa stałego, bądź drogą dystalacji w niskiej temperaturze, bądź w postaci ulepszanego koksu. Ref. Bureau of Mines. St. Zjedn. Am. Półn.
7. Zasady przygotowywania mieszanek węglowych i wytwarzanie paliwa bezdymnego do ogrzewania mieszkań (Anglja). Ref. organizacji wymienionych w p. 5. sekcji G. Autor: Dr. J. G. Kling.
8. Wywarzanie gazu świetlnego i wytyczne jego rozwoju. Ref. wym. wyżej organizacji angielskich. Autor: Prof. J. W. Cobb.
9. Oczyszczanie gazu z dystalacji węgla. Refer. organizacji angielskich j. w. Autor: Ch. Cooper.
10. Praktyka koksownicza i rozwój wielkiego przemysłu koksowniczego. Ref. Am. Inst. of Mining and Metal. Engrs (St. Zjedn.).
11. Koksowanie węgla w Japonji. Referat Imperial Fuel Research Institute. Autor: Yoshikiyo Oshima.
12. Wytwarzanie paliwa gazowego z paliwa ciekłego. Ref. Institution of Petroleum Technol. (Anglja). Autor: J. Kewley.
13. Uzyskiwanie produktów ubocznych w koksownictwie. Ref. zjednocz. organizacji angielskich (j. w.). Autor: P. Parrish.
14. Nowe metody analizy paliwa. Ref. Zw. Gazowników i Wodociąg. niemieckich. Autor: Prof. Dr. Bunte.
15. Wytwarzanie koksu. Ref. Francuskiego Kom. Energ. Autor: M. Langrogne.
16. Wytwarzanie gazu koksowego. Ref. Francuskiego, Kom. Energ. Autor: M. Baril.

Sekcja J.

Zużytkowanie paliw do wytwarzania pary i energii elektrycznej.

1. Rozwój urządzeń opałowych w Wiedeńskiej elektrowni miejskiej. Ref. Austrj. Kom. Energ. Autor: Fr. Siedle.
2. Nowe doświadczenia z parą wodną wysokiej próżności. Ref. Czeskiego Kom. Energ. Autor: J. Havlicek.
3. Centrala cieplna w Brnie. Ref. Czesk. Kom. Energ. Autor: V. List.
4. Spalanie węgla trzeciorzędowego na okrętach Royal Dutch Packet Navigation Co na archipelagu Indyjskim. Ref. Kom. Energ. Indyj holenderskich. Autor: H. Th. Bakker.
5. Kontrola gospodarki węglowej na kolejach niemieckich. Ref. T-wa Kolei Rzeszy Niemieckiej. Autor: E. Harprecht.
6. Ekonomiczne wyzyskanie węgla przy wytwarzaniu energii elektrycznej. Ref. Zw. Elektrowni w Anglji. Autor: R. P. Sloan.
7. Zastosowanie paliw ciekłych do wytwarzania pary. Ref. Komitetu Zjazd. w Anglji. Autor: Kom. A. L. P. Mark-Wardlaw.
8. Spalanie węgla polskiego na parowozach. Ref. Polsk. Kom. Energ. Autor: St. Felsz.
9. Obliczanie strat cieplnych przy opalaniu kocioł gazem ziemnym. Ref. PKEn. Autor: W. Wiśniowski.
10. Węgiel polski jako paliwo do parowozów. Ref. PKEn. Autor: St. Kruszewski.
11. Wyzyskanie odpadków naftowych jako paliwa do parowozów. Ref. Rumuńskiego Kom. Energ.
12. Gospodarka węglowa na kolejach polskich. Ref. PKEn. Autor: St. Felsz.

13. Wzory stosunku składników w mieszankach węglowych do wytwarzania pary. Ref. kolei państw. w Korei. Autor: T. Sase.
14. Zastosowanie do parowozów skraplaczy chłodzonych powietrzem. Ref. Szwedzkiego Kom. Energ. Autor: M. T. Lindhagen.
15. Doświadczenia z powietrzem podgrzanem w zastosowaniu do różnych urządzeń paleniskowych i rozm. paliw; właściwa temperatura powietrza i największa oszczędność ogólna. Ref. Szwedzkiego Kom. Energ. Autor: M. T. Lindhagen.
2. Zastosowanie gazu do celów domowych i przemysłowych w Wiedniu. Ref. Austrj. Kom. Energ. Autor: H. Güntner.
3. Zastosowanie paliw stałych do celów domowych w Czechosłowacji. Ref. Czeskośl. Kom. Energ. Autor: E. Dvorak.
4. Uwagi o rozwoju przyrządów do opalania gazowego. Ref. Niem. Zw. Gazowników i Wodoc. Autor: Dr. Ludwig.
5. Badania porównawcze paliw stałych, gazu, elektryczności i ropy do celów domowych. Ref. Ang. Kom. Zjazdowego. Autor: Dr. M. Fishenden.

Sekcja K.

Zastosowanie paliw, włącznie z elektrycznością, do pracy pieców przemysłowych.

1. Zastosowanie elektryczności do wytwarzania ciepła w instalacjach przemysłowych. Ref. Austrj. Kom. Energ. Autor: Dr. A. Velisek.
2. Ciężkie pojazdy towarowe o napędzie gazem generatorowym. Ref. Franc. Kom. Energ. Autor: M. Auclair.
3. Oszczędna gospodarka opałowem w Czeskosłowackim przemyśle ceramicznym. Ref. Czesk. Kom. Energ. Autor: B. Helan.
4. Paliwa gazowe w Czechosłowacji. Ref. Czeskośl. Kom. Energ. Autor: E. Vanécek.
5. Zagadnienie opałowem w przemyśle cementowym. Ref. Duńskiego Kom. Energ. Autor: O. V. Morch.
6. Generator gazu do przeróbki rudy srebra. Ref. Kom. Energ. Indyj holend. Autor: A. van Hock.
7. Wytwarzanie i wyzyskanie gazu w hutach niemieckich. Ref. Związku Hutników Niemieckich. Autor: Dr. Bansen.
8. Zastosowanie gazu generatorowego przez Ashanti Goldfields Corp. Referat Ashanti Goldfields Corp. (Złote Wybrzeże).
9. Opalanie przemysłowe paliwem stałym, płynnym i gazowym. Ref. Angielskiego Kom. Zjazdowego. Autorzy: Sir R. Hadfield i R. J. Sarjant.
10. Opalanie przemysłowe elektrycznością. Ref. British Electrical Development Association. Autor: S. E. Monkhouse.
11. Sprawność termiczna pieca przemysłowego ogrzewanego elektrycznością. Ref. Power Association in Japan. Autor: Tsunezo Kawasakiya.
12. Zastosowanie elektryczności do wypalania emalii na porcelanie. Ref. Japońskiego Kom. Energ. Autor: Yasuzae-mon Matsunaga.
13. Zastosowanie węgla, przemysłowe i domowe. Ref. Osaka Industr. Association. Autor: K. Tsujimoto.
14. Palniki gazowe atmosferyczne. Referat PKE n. Autor: T. Niemczynowski.
15. Węgiel małowartościowy do wyrobu koksu hutniczego. Ref. Power Association in Japan. Autorzy: Dr. T. Noda i T. Kuroda.
16. Teoria hydrauliczna ruchu gazów w zastosowaniu do pieców (3 referaty) Rosyjskiego Kom. Energ. Autorzy: Prof. W. E. Grum-Grzymajto i Prof. M. Kirpiczew.
17. Zasady promieniowania płomienia. Ref. Szwedzkiego Kom. Energ. Autor: T. Lindmark.
18. Zastosowanie elektryczności do ogrzewania przemysłowego. Ref. National Electric. Assoc., Electro-Chem. Soc. i Am. Chem. Soc. (St. Zjedn.).
19. Wytwarzanie i zastosowanie generatorów gazu w przemyśle. Ref. Amer. Inst. of Mining and Met. Engrs. (St. Zjedn.).

Sekcja L.

Zastosowanie paliw, włącznie z elektrycznością, do celów domowych.

1. Użycie elektryczności do wytwarzania ciepła w budynkach mieszkalnych i biurach. Ref. Austrj. Kom. Energ. Autor: Dr. A. Velisek.

2. Zastosowanie paliw stałych do celów domowych w Japonji. Ref. Power Assoc. of Japan. Autor: Shimpei Goto.
7. Opał domowy i wyzyskanie odpadków drzewnych w Szwecji. Ref. Szwedzk. Kom. Energ. Autor: A. Härlin.
8. Płyty kuchenne elektryczne. Ref. Szwedzkiego Kom. Energ. Autor: N. Ekwall and O. Stalhane.
9. Ogrzewanie domowe paliwem stałym, ropą, gazem i elektrycznością. Ref. Bureau of Mines. (St. Zjedn.).

Sekcja M.

Paliwo sproszkowane.

1. Opalanie pyłem węglowym w Czechosłowacji. Ref. Czesk. Kom. Energ. Autor: F. Wiesner.
2. Nowoczesny rozwój badań pyłu węglowego oraz wnioski w sprawie współpracy międzynarodowej w zakresie miakkości pyłu i wymagań stawianych rozpylaczom. Ref. Komisji pyłu węgl. przy Państw. Radzie Węglowej (Niemcy). Autor: Dr. Inż. Förderreuter.
3. Opalanie pyłem węglowym. Ref. Kom. Zjazd. (Anglja). Autor: F. H. Rosencrants.
4. Działanie komory spalania w kotłach opalanych pyłem węglowym. Ref. Holend. Kom. Energ. Autor: Dr. W. Lulofs.
5. Postępy opalania pyłem węglowym kotłów parowych w Japonji. Ref. Power Assoc. in Japan. Autor: Prof. Dr. Shuichi Yamaguchi.
6. Pył węglowy. Jego wytwarzanie i zastosowanie w przemyśle hutniczym do wytw. pary. Ref. Am. Inst. of Mining and Metallurg. Engrs. (St. Zjedn.).
7. Spalanie antracytu i węgla brunatnego w postaci pyłu. Ref. Inst. Badawczego Techniki Ciepłej (Moskwa). Autor: Prof. L. K. Ramzin.
8. Wytwarzanie pyłu węglowego i jego zastosowanie w przemyśle metalurgicznym. Ref. Franc. Kom. Energ. Autor: M. Frion.

Sekcja N.

Silniki spalinowe.

1. Przekładnia elektryczna do pojazdów o napędzie silnikami cieplnymi. Ref. Austrj. Kom. Energ. Autor: M. Gelinek.
2. Stan obecny zastosowania ropy do pojazdów silnikowych. Ref. Belgijskiego Kom. Energ. Autor: M. Defays.
3. Silniki spalinowe z turbosprężarkami wstępniemi o napędzie gazami odlotowemi. Ref. Szwajc. Kom. Energ. Autor: A. Büchi.
4. Ocena paliw stosowanych w lotnictwie w Niemczech. Ref. Inst. Badań lotn. w Niemczech. Autor: E. Rackwitz i A. v. Philippovicz.
5. Nowoczesne silniki samochodowe, napędzane ciężkimi olejami. Ref. Motorenverband'u. (Niemcy). Autor: Dr. Inż. W. Riehm.
6. Silniki naftowe i paliwo do nich. Ref. Inst. of Petrol. Technologists. (Anglja). Autorzy: H. R. Ricardo i O. Thornycroft.
7. Ropa do silników o napędzie paliwem ciężkim. Ref. Związku właścicieli siln. Diesel'a (Anglja). Autor: H. Moore.
8. Doświadczenia z lokomotywami napędzanymi silnikami Diesel'a na kolejach rosyjskich. Ref. Ros. Kom. Energ. Autor: P. Januszewski.

9. Zastosowanie alkoholu etylowego jako paliwa silnikowego. Ref. Szwedzkiego Kom. Energ. Autor: Prof. E. Hubendick.

Sekcja O.

Przenoszenie energii.

1. Zagadnienia gazociągów dalekośnych. Ref. Zw. Inż. Niemieckich. Autor: Inż. Tränckner.
2. Przenoszenie energii na różne odległości zapomocą rozm. metod; transportu węgla, ropy, gazu i elektryczności. Ref. Kom. Zjazd. (Anglja). Autor: Dr. E. W. Smith.
3. Przesyłanie gazu na duże odległości. (St. Zjedn.).
4. Zagadnienia prawne przesyłania gazu. Ref. Kom. Zjazd. (Anglja). Autor: V. L. Jones.

Sekcja P.

Wyzyskanie ciepła odlotowego.

1. Wyzyskiwanie ciepła odlotowego. Ref. Kom. Zjazd. (Anglja).
2. Wyzyskiwanie ciepła odlotowego w japońskim przemyśle cementowym. Ref. Związku Przem. Cement. w Japonji. Autor: Dr. S. Kassa.
3. Wyzyskanie ciepła odlotowego, włącznie z gazami odlotowymi z pieców, gazami z wielkich pieców, ciepłem koksu odpadkowego, spaliniami silników gazowych i t. d. Ref. Am. Soc. of Mech. Engrs i Am. Inst. of Min. & Metal. Engrs.

Sekcja Q.

Dystylacja w niskich temperaturach.

1. Możliwości połączenia dystylacji w niskiej temperaturze z wytwarzaniem elektryczności. Ref. Zw. Elektrowni i Zw. przem. węgla brunatn. w Niemczech. Autor: Dr. Inż. P. Rosin.
2. Koksowanie w niskich temperaturach. Ref. 5-ciu Towarzystw technicznych (Anglja). Autorzy: Dr. C. H. Lander i Dr. F. S. Sinnatt.
3. Stan obecny koksowania w niskich temperaturach w Niemczech. Ref. Zw. Chemików Niemieckich. Autor: Dr. R. Heinze.

Sekcja R.

Torf.

1. Przygotowanie torfu. Ref. Zw. Gospodarki torfowej (Niemcy). Autor: Prof. G. Keppeler.
2. Suszenie torfu. Ref. Kom. Zjazd. (Anglja). Autorzy: N. Testrup i T. Gram.
3. Torfowiska na Łotwie i zastosowanie torfu jako paliwa. Ref. Łotewskiego Kom. Energ. Autor: P. Nomals.
4. Metody wydobywania torfu stosowane w Zw. S. R. R. Ref. Nauk.-Badawczego Inst. Torfowego. (Rosja).
5. Spalanie torfu w Z. S. R. R. Ref. Nauk.-Bad. Inst. Torfowego. (Rosja).
6. Badania odwadniania sztucznego torfu i jego przeróbki na pył i brykiety. Ref. Nauk. Bad. Inst. Torfowego. (Rosja).

Sekcja S.

Alkohol napędowy.

1. Zastosowanie alkoholu napędowego w Czechosłowacji. Ref. Czesk. Kom. Energ. Autor: Prof. M. Loskot.
2. Alkohol jako źródło energii. Ref. Kom. Zjazd. (Anglja). Autor: płk. Sir Fr. L. Nathan.

Sekcja T.

Kształcenie techników opałowych.

1. Kształcenie inżynierów opałowych w Austrii. Ref. Austrj. Kom. Energ. Autor: Prof. W. J. Müller.
2. Zadania technologa opałowego i szkolenie palacza. Ref. Belgijskiego Kom. Energ. Autor: F. Smal.
3. Kształcenie techników opałowych. Ref. Kom. Zjazd. (Anglja). Autor: Prof. J. W. Cobb.

Sekcja V.

Organizacje zajmujące się racjonalizacją zużytkowania paliwa w przemyśle.

1. Przegląd organizacji czechosłowackich, pracujących nad racjonalizacją gospodarki opałowej. Ref. Czesk. Kom. Energ. Autor: Inż. B. Peca.
2. Organizacje mające na celu osiągnięcie oszczędności opału i ciepła w przemyśle niemieckim. Ref. Komisji rzeczoznawców techn.-gospodarczych Państw. Rady Węglowej. Autor: Inż. F. zur Nedden.
3. Organizacje mające na celu ekonomiczne zużycie paliwa w przemyśle. Ref. Kom. Zjazdowego (Anglja). Autor: E. C. Evans.
4. Zagadnienia ogólne wyzyskania paliwa. Ref. Rosyjsk. Kom. Energ. Autor: M. J. Łapirow-Skobło.

Sekcja W.

Możliwości gospodarcze lepszej koordynacji wysiłków w zakresie wyzyskania paliwa.

1. Paliwa w Chinach. Ref. Chińskiego Kom. Energ.
2. Polityka paliwowa. Ref. Kom. Zjazd. (Anglja). Autor: Sir A. Duckham.
3. Brykietowanie węgla i współdziałanie pomiędzy przemysłem koksowniczym, wielkopiecowym i martenowskim. Ref. Francuskiego Kom. Energ. Autor: M. Berthelot.

Sekcja X.

Dane techniczne o paliwach.

1. Dane techniczne o paliwach. Ref. Kom. Zjazd. (Anglja). Zestawił H. M. Spiers.

Sprawozdania z posiedzeń.

KOMISJA WODNA P. K. En.

Protokół posiedzenia z dnia 3 lipca 1928 roku.

Obecni: Inż. H. Herbich, Dyr. M. Prokopowicz, Prof. K. Pomianowski, Inż. A. Rundo, Prof. M. Rybczyński, Nacz. T. Zubrzycki.

Porządek obrad:

1. Odczytanie protokołu ostatniego posiedzenia.
2. Sprawa ewentualnego przystąpienia Polski do Międzynarodowego Komitetu badań wysokich zapór.
3. Układzie tekstu norm polskich inwentaryzacji sił wodnych.
4. Wnioski.
 - 1) Wobec nieobecności sekretarza Komisji Inż. Łęskiego, protokołu ostatniego posiedzenia nie odczytano.
 - 2) Na wstępie p. Inż. Rundo streszcza organizację i cel Międzynarodowego Komitetu wysokich zapór, wskazując, że uchwały o potrzebie zawiązania Komitetu były powzięte na konferencjach w Bazylei i Cernobbio. Organizacją zajęł się francuski Komitet narodowy wielkich zapór, wyłoniony przez francuskie Towarzystwo Hydrotechniczne. Celem Komitetu jest popieranie postępu w budowie, utrzymaniu i eksploatacji wielkich zapór i centralizowanie odnośnych wiadomości i badań drogą kongresów, ankiet oraz publikacji.

P. Prof. Pomianowski podkreśla potrzebę wzięcia udziału przez Polskę w tej organizacji; aczkolwiek w tej dziedzinie u nas b. niewiele wykonano, jednak byłoby pożytecznym otrzymywanie stałych wiadomości o postępie tego rodzaju prac i badań zagranicą.

Komisja uznała za wskazane przystąpienie Polski do organizacji międzynarodowej.

3) Po dłuższej dyskusji, w której brali udział wszyscy członkowie, ustalono ostatecznie tekst norm inwentaryzacji sił wodnych w Polsce, uwzględniając uwagi Centralnego Biura Hydrograficznego odnośnie par. 3, 6, 7, 8, 14, 15, 16, 18, 19, 20, 23, 25, zakomunikowane PKE n pismem L.VI-510/28 z dnia 15/VI b. r.