

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

## TREŚĆ:

Polskie koleje Państwowe, nap. Inż. J. Eberhardt, Vice-Minister Komunikacji.  
Wytrzymałość i trwałość lin drucianych w świetle nowszych badań (c. d.), nap. E. Hauswald, Profesor Politechniki Lwowskiej.  
Wzory ogólne Clerc'a i Clapeyron'a, nap. L. Karasiński, Profesor Politechniki Warszawskiej.  
Sprawa budowy dróg samochodowych na V Międzynarodowym Kongresie Drogowym w Medjolanie, nap. inż. L. Tylbor.  
Przeгляд pism technicznych.  
Kronika.  
Sprawozdania i prace Polskiego Komitetu Energetycznego.  
Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

## SOMMAIRE:

Chemins de Fer de l'Etat Polonais (à suivre), par M. J. Eberhardt, Ing., Vice-Ministre des Transports, Résistance des cables métalliques, d'après les recherches récentes (suite), par M. E. Hauswald, Professeur à l'Ecole Polytechnique de Léopol.  
Les formules générales de Clerc et de Clapeyron, par M. L. Karasiński, Professeur à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.  
Les routes d'automobiles. Les travaux du Congrès International de la Route à Milan (à suivre), par M. L. Tylbor, Ingénieur.  
Revue documentaire.  
Informations diverses.  
Bulletin du Comité Polonais de l'Energie.  
Bulletin de la Commission Polonaise de Standardisation.

## Polskie Koleje Państwowe.

Napisał Inż. J. Eberhardt, Vice-Minister Komunikacji.

W porównaniu z innymi państwami Europy, Polska jest zaopatrzona w koleje w stopniu dosyć słabym. Mimo to, wobec pierwotnego stanu wewnętrznych dróg wodnych i słabego rozwoju dróg kołowych i automobilizmu, koleje stanowią w Polsce jedyny system komunikacyjny o szerszym znaczeniu państwowym i dlatego rola gospodarczo-społeczna kolei w Polsce jest stosunkowo większa, niż w każdym innym kraju europejskim.

Sieć kolejowa w Polsce obejmuje 17 164 km linii normalnych (1, 2 i 3 torowych) i 2 456 km linii wąskotorowych.

Sieć ta nie jest jednolita i nie została zbudowana stopniowo, idąc za organicznie rozwijającym się życiem gospodarczo-społecznym kraju. Stanowi ona zlepek mechaniczny trzech odłamów oddzielnych sieci kolejowych państw zaborczych, z których każda była zbudowana w celu zaspokojenia gospodarczych, a co ważniejsze, strategicznych interesów swego państwa i ciążyła do ośrodków, położonych wewnątrz tego państwa, w znacznym oddaleniu od dzisiejszego ośrodka nowopowstałej całości.

Stąd wynikają dla eksploatacji kolei polskich trudności dwojakiej natury. Po pierwsze, konieczność zwalczania różnic miejscowych w technicznym i ludzkim ustroju sieci, wymagająca nakładów pieniężnych, o ile chodzi o rzeczy, i długotrwałej akcji politycznej w stosunku do ludzi. Powtórę, rozbieżność trasy linii z nowymi kierunkami przejazdów, a w części, i to niemałej, nieprzydatność do pracy handlowej linii dawniej czysto strategicznych, co znacznie upośledza koleje polskie pod względem ich rentowności naturalnej, której restytucja wymaga znów pieniędzy i czasu.

Do tych trudności przyłączyły się: zniszczenie powojenne, zamęt w stanie personelu, będącego z natury rzeczy głównym narzędziem produkcji kolejowej, raptowny odpływ personelu niemieckiego za wskazówką z zewnątrz i niemniej gwałtowny do-

wpływ kolejarzy Polaków, zwolnionych w państwach zaborczych daleko poza granicami Polski.

W tych warunkach słusznie się stało, że, po krótkich wahaniach, administrację kolejową poruczono osobnemu Ministerstwu Kolei, które pod zmienioną dziś nazwą Ministerstwa Komunikacji dotąd jest czynne, i, przyjąwszy najbliższy dawnemu rosyjskiemu i austriackiemu systemowi system francuski organizacji kolejowej, stopniowo jeło wprowadzać go w Kongresówce, Małopolsce, a wreszcie w Poznańskim i na Pomorzu.

Z jakim trudem Ministerstwo Kolei, unikając radykalnych pociągnięć, do których nie dawały sposobności ani położenie finansowe (inflacja), ani warunki polityczne (częste zmiany gabinetowe), wyprowadziło koleje polskie z pierwotnego chaosu i osiągnęło obecny ich stan sprawności, powszechnie wiadomo, i dlatego, nie zatrzymując się dłużej na historii rozwoju eksploatacji kolei, przejdę odrazu do przedstawienia ich stanu obecnego.

### I. Obszar.

Długość eksploatacyjna linii normalnotorowych P. K. P. wynosiła na 31 grudnia 1925 r. — 16 997 km, z tego w eksploatacji państwowej znajdowało się 1342 km linii, należących do Towarzystw prywatnych. Linje te są eksploatowane na koszt ich właścicieli, na podstawie osobnych umów z nimi (w Małopolsce), albo pod nadzorem specjalnie wyznaczonych Zarządców Przymusowych tam, gdzie porozumienie z właścicielami było niemożliwe.

Oprócz tego, do sieci P. K. P. należy 2456 km linii wąskotorowych o różnym prześwicie torów i niejednakowej sprawności, poczynając od linii wąskotorowych Górnośląskich o prześwicie 0,768 m, które wykonywują ciężkimi pociągami po ciężkich szynach wewnętrzny (pomiędzy kopalniami a hutami) przewóz węgla i rudy, do lekkich wąskotorówek kresowych o prześwicie 0,60 m, ze słabemi

szynami i lekkim taborem. Poza tem znajduje się jeszcze w Państwie Polskiem 393 km wąskotorówek użytku publicznego, samorządowych i prywatnych. W ten sposób cała długość sieci kolejowej polskiej dochodzi do 21 000 km, stawiając Polskę na trzecim miejscu na kontynencie Europy, po Niemcach i Francji, jeżeli nie liczyć Rosji Sowieckiej.

## II. Przewozy.

Prowadzenie statystyki ruchu zostało zaczęte jeszcze w 1919 r., jednak cyfry pierwszych lat mają walor tylko dla administracji kolejowej, a to ze względu na nieprawidłowość w rozwoju taryf i przewozów w latach wojny i inflacji. Dopiero z ustaleniem waluty w r. 1924 cyfry te nabierają porównawczej wartości. To też w tym roku na P. K. P. wprowadzono, oprócz statystyki ruchu, jeszcze prowadzenie szczegółowej statystyki przewozów, ogłaszanej drukiem w wydawanym odtąd „Roczniku Statystycznym P. K. P.”.

Statystykę porównawczą przewozów na liniach normalnotorowych w latach 1924 i 1925 daje tabela 1.

TABELA 1.

Przewozy.		1924 r.	1925 r.
a) osobowe.			
1	Ilość przewiezionych osób . . . . .	176 981 311	162 603 691
2	Ilość dokonanych osobo-kilom. . . . .	6 903 648 230	6 366 217 848
3	Przeciętny bieg osoby, kilometrów . . . . .	39,10	39,20
4	Dochód ogólny, zł. . . . .	241 045 000	278 566 000
5	Dochód na jeden osobo-km, zł. . . . .	0,035	0,044
b) towarowe.			
1	Ilość przewiezionych tonn . . . . .	59 852 675	58 363 420
2	Ilość dokonanych tonno-km . . . . .	11 012 317 891	12 209 624 390
3	Przeciętny bieg tonny, km . . . . .	184,0	210,9
4	Liczba wagonów nładowanych:		
	w kraju . . . . .	3 870 900	3 797 202
	za granicą . . . . .	919 536	549 050
5	Dochód ogólny, zł. . . . .	476 693 719	543 070 000
6	Dochód na 1 tkm, zł. . . . .	0,043	0,044

Spadek ilości przewozów w r. 1925 spowodowany został przesileniem gospodarczym, które nastąpiło po dokonanej w r. 1924 stabilizacji waluty, wzrost dochodów osobowych — podwyżką taryfy. Na uwagę zasługuje wzrost kilometrażu przy zmniejszonym tonnażu. Tłumaczy się to wzrostem przeciętnego biegu jednej tonny ładunku, skutkiem skierowania eksportowego węgla górnośląskiego, który dotąd szedł krótszą drogą na Gliwice i Bytom, w nowym kierunku do oddalonych portów bałtyckich. W związku z tym wzrostem kilometrażu znajduje się wzrost dochodów ogólnych z przewozu towarów w r. 1925. Wreszcie zasługuje również na uwagę spadek o 48% liczby wagonów otrzymanych z zagranicy. Został on spowodowany zarządzeniami Rządu, skierowanymi ku ograniczeniu importu, w celu poprawy bilansu handlowego.

Porównanie przewozów P. K. P. z przewozami państw zaborczych przed wojną daje tabela 2.

TABELA 2.

	Rosja	Niemcy	Austro-Węgry	Polska
	1911 r.	1911 r.	1911 r.	1925 r.
1 Długość . . . . .	55 404	58 817	40 970	16 997
2 Osobv (tysiące) . . . . .	202 872	1 613 977	384 673	162 604
3 Osobo-km (miljony) . . . . .	24 292	41 706	13 924	6 366
4 Osobo-km na 1 km linii. . . . .	440 000	709 999	324 000	375 090
5 Na 1 osobę, km . . . . .	120,0	26,0	36,0	39,0
6 Tonny (tysiące). . . . .	244 062	592 531	213 235	58 364
7 Tonno-km (miljony) . . . . .	56 251	61 109	24 971	12 209
8 Tonno-km na 1 km linii. . . . .	1 015 000	1 039 000	581 000	718 000
9 Na 1-a tonnę, km . . . . .	230,0	103,0	112,9	209,0
10 Stosunek tonno-km do osobo-km . . . . .	2,3	1,5	1,8	1,9

Z tej tabeli widać, że:

Gęstość przewozów, zarówno osobowych, jak towarowych, na kolejach polskich była wprawdzie mniejsza niż na kolejach niemieckich, ale przekroczyła gęstość przewozów na kolejach austriackich, zbliżając się do gęstości na kolejach rosyjskich.

Przeciętny bieg osoby był większy niż w Niemczech i Austrii, ustępując przeciętnemu biegowi osoby w Rosji.

Przeciętny bieg tonny ładunku był na P. K. P. również większy niż w Niemczech i Austrii i zbliżał się do cyfry rosyjskiej.

Stosunek przewozów towarowych do osobowych większy niż w Niemczech, był mniejszy od rosyjskiego, a zbliżał się do cyfry austriackiej.

## III. Tabor.

Koleje polskie posiadały w r. 1925 5120 parowozów, 9013 wagonów osobowych i 133 053 wagonów towarowych.

Porównanie ze stanem ilościowym taboru w państwach zaborczych przed wojną daje tabela 3.

TABELA 3.

	Rosja	Niemcy	Austria	Polska
	1911 r.	1911 r.	1911 r.	1925 r.
1 Parowozy . . . . .	16 990	27 579	11 105	5 120
na 100 km linii . . . . .	30,7	46,9	25,8	30,1
2 Wagonosobowe . . . . .	21 289	62 371	23 447	9 013
na 100 km linii . . . . .	38,4	106	54,5	53,0
3 Wagony towarowe . . . . .	409 338	637 357	232 631	133 053
na 100 km linii . . . . .	73,9	108,4	56,8	78,3

Z tabeli tej wypada, że stosunkowo do obszaru zaopatrzenie w tabor kolei polskich w r. 1925 ustępowało pod względem liczbowym tylko przedwojennym kolejom niemieckim, przewyższając koleje rosyjskie i austriackie.

Z rozważenia ilości przewozów w stosunku do ilości taboru należałoby nawet wyprowadzić wniosek, że P. K. P. miały w r. 1925 nadmiar taboru.

Tłomaczy się to zastojem w przemyśle i handu skutkiem reformy walutowej, który rozwinął się w całej pełni w ciągu r. 1925.

W roku tym były dni, kiedy do 1000 parowozów i 30 000 wagonów towarowych było odstawionych do rezerwy. Pamiętać jednak należy, że w liczbie parowozów pochodzących z podziału taboru niemieckiego i austriackiego jest dużo jednostek słabych i starych. Co do wagonów, to w kraju o zmiennym ruchu sezonowym, jak Polska, odstawianie znacznej liczby wagonów do rezerwy w czasie zmniejszonego ruchu jest zjawiskiem normalnym.

Ilość taboru, znajdującego się w naprawie, wynosząca w r. 1920 — 42,5% parowozów, 27,3% wagonów osobowych i 19,8% wagonów towarowych, spadła w r. 1925 odpowiednio do 16,5%, 18,2% i 9,3%, to znaczy zmalała przeszło dwukrotnie. Tu należy dodać, że naprawę taboru utrudnia niepomniernie ogromna różnorodność typów: samych parowozów mieliśmy przeszło 150 rozmaitych typów, Cyfra ta została zredukowana na rok 1926 do 129 typów, i w dalszym ciągu jest redukowana.

Wydajność pracy taboru w porównaniu z przedwojenną w państwach zaborczych wykazuje tabela 4.

TABELA 4.

		Rosja	Niemcy	Austria	Polska
		1911 r.	1911 r.	1911 r.	1925 r.
1	Przebieg pociągów (w tysiącach km):				
	a) osobowych . . .	141 377	450 381	169 226	53 990
	b) towarowych . . .	211 053	275 926	130 067	37 903
	c) całkowity . . .	352 430	726 307	299 293	91 893
2	Przeciętna dzienna liczba pociągów na 1 km linii:				
	a) osobowych . . .	7,0	21,0	10,8	8,7
	b) towarowych . . .	10,4	12,9	8,3	6,1
	c) całkowita . . .	17,4	33,9	19,1	14,8
3	Przebieg osi wagonów (w miljon. km):				
	a) osobowych . . .	4 995	8 775	2 957	1 412
	b) towarowych . . .	15 909	21 646	9 294	3 270
	c) całkowity . . .	20 904	30 421	12 251	4 682
4	Przeciętna ilość osi w pociągu . . .				
	a) osobowym . . .	33,3	19,5	17,5	26,1
	b) towarowym . . .	75,4	78,5	71,5	86,3
	c) całkowita . . .	59,3	41,9	40,9	51,0
5	Przeciętna ilość osób:				
	a) na pociąg . . .	173	93	82	113
	b) na os . . .	4,9	4,8	4,7	4,7
6	Przeciętny ładunek:				
	a) na pociąg . . .	207	221	192	322
	b) na os . . .	3,54	2,8	2,69	3,75

Z tabeli powyższej widać, że wyzyskanie wagonów osobowych jest w Polsce takie same niemal jak było przed wojną w państwach zaborczych, a wyzyskanie taboru towarowego jest nawet wyższe, niż było przed wojną. Tłomaczy się to sku-

tecznymi wysiłkami, uczynionymi przez P. K. P. w celu powiększenia wagi pociągów węglowych, wobec tego, że przewozy węglowe dochodzą do 50% ogólnej liczby przewozów.

IV. Personel.

Za przykładem kolei innych państw, które były teatrem wojny, koleje polskie w pierwszych latach po wojnie zostały obciążone znacznym nadmiarem personelu. Zjawisko to na kolejach innych państw europejskich powstało skutkiem pozostawienia pracowników, przyjętych na miejsce powołanych do armji, obok pracowników, którzy po ukończeniu wojny powrócili na kolej. W Polsce zjawisko to wystąpiło mniej wybitnie, zato tutaj wypadło ze względów politycznych przyjąć powracających do kraju kolejarzy Polaków, zatrudnionych na innych kolejach państw zaborczych, a po powstaniu Państwa Polskiego masowo ze służby zwolnionych.

Już w roku 1922 rozpoczęto systematyczne ograniczenia liczby personelu, która w r. 1925 spadła do 186 000 osób, w porównaniu z liczbą 250 000 w r. 1923.

W porównaniu z kolejami państw zaborczych, liczbę personelu wykazuje tabela 5.

TABELA 5.

		Rosja	Niemcy	Austria	Polska
		1911 r.	1911 r.	1911 r.	1925 r.
1	Liczba całkowita . . .	696,000	711,000	408,000	186,000
2	Ilość na 1 km . . .	12,6	12,1	9,5	10,9
3	" " 10 000 poc.-km . . .	19,7	9,8	13,6	20,2
4	" " 1 000 000 osio-km . . .	33,3	23,4	33,3	39,7
5	" " 1 000 000 osobo-tkm <sup>1)</sup> . . .	8,6	6,9	10,5	10,0

Cyfry te świadczą, że liczba personelu na kolejach polskich przekracza wprawdzie normy przedwojenne w stosunku do jednostki ruchu pociągów i osio-km, ale jest mniejsza w stosunku do jednostek długości (Rosja i Niemcy) i nawet w stosunku do jednostki dokonywanych przewozów, tonno-km (Austria).

Dowodzi to, że często powtarzany dotąd w polemice politycznej zarzut, o rzekomem przeludnieniu administracji kolei polskich jest obecnie pozbawiony podstawy.

Liczba pracowników kolejowych w Polsce została doprowadzona do normy. Dalsze zmniejszenie może się odbywać tylko organicznie, w zależności od wprowadzania ulepszeń technicznych i mechanizacji oraz ulepszonej organizacji pracy. Potrzeba redukcji mechanicznej, stosowanej w latach 1923-1925, już minęła, a wyniki finansowe eksploatacji kolei polskich wykazują, że nie tu jest klucz do osiągnięcia dalszego potania przewozu.

(D. c. n.).

<sup>1)</sup> W zestawieniu ogólnym można przyjmować 1 osobo-km za równoważny 1 tkm.



# Wytrzymałość i trwałość lin drucianych w świetle nowszych badań.<sup>\*)</sup>

Napisał *Edwin Hauswald*, Profesor Politechniki Lwowskiej.

## Doświadczenia.

Zagadnienia techniczne wymagają umiejętnej dokonywanych spostrzeżeń z praktyki, ścisłych badań eksperymentalnych i pomiarów, w połączeniu z trafnymi pomysłami teoretycznymi, oraz korzystania z najlepszych w danym okresie metod naukowych i techniki pomiarowej. W dziale lin drucianych zaczęto wprawdzie dawno studia nad wykonaniem już konstrukcjami oraz doświadczenia specjalne, gdy jednak początkowe ich wyniki dawały niezwykle wysokie naprężenia, a głębsze badania i pomiary były utrudnione wielką wytrzymałością drutów i lin, nastąpił wieloletni zastój, pod osłoną dogodnych dla praktyki, ale niezgodnych z faktami przepisów.

Pierwsze większe doświadczenia nad linami drucianymi do maszyn dźwigowych wykonał Biggart w r. 1886 przy sposobności montowania znanego mostu nad zatoką Firth of Forth koło Edynburga. Doświadczenia te wykazały szkodliwość nawijania lin na krążki o małych średnicach w stosunku do grubości drutów składowych, przecieranie się i urywanie drutów przy silniejszych obciążeniach oraz wyraźny wpływ nieracjonalnego prowadzenia liny przez różne krążki w taki sposób, że lina wyginać się musi naprzemian w jedną i drugą stronę. Tego rodzaju dwustronne przeginięcie okazało się 1,8 do 2,2, średnio więc dwa razy tak szkodliwe, jak wyginanie liny tylko w jedną stronę.

Mało znane doświadczenia wykonał Isaachsen w fabryce Luther (Brunszwik) w r. 1907 i 1909, nad trwałością drutów i lin, poddawanych wielokrotnie powtarzanym ugięciom przy nawijaniu i odwijaniu, oraz przy uginaniu napiętych lin, używanych jako tory dla kolejek wiszących.

Metoda jego pomiarów była dobrą, natomiast stosunek średnic był za mały, gdyż wynosił zaledwie  $z = \frac{D}{\delta} = \frac{150 \text{ mm}}{1 \text{ mm}}$ , to też próbowane wtedy liny psu-

ły się w tych warunkach bardzo prędko i zdaje się, że otrzymane wyniki nie nadawały się do szerszej publikacji, jako zbyt niekorzystne dla bezpieczeństwa lin drucianych.

Isaachsen uznał wtedy współczynnik Bacha za błędny i dowodził, że do obliczania naprężeń dodatkowych należy stosować wzór (1).

Oddzielnie próbowane druty  $1 \text{ mm } \phi$  były trwałe od takich samych drutów, pracujących w linie, wskazując na to, że naprężenia dodatkowe w linach nie są niższe od obliczonych według wzoru (1), ale prawdopodobnie nawet znacznie wyższe. Charakterystyczne jest, że Isaachsen napotkał poważne trudności przy ogłoszeniu swej pracy w Czasopiśmie inżynierów niemieckich, gdyż znawcy nie wierzyli w trafność tych twierdzeń i obawiali się zaniepokojenia przemysłu maszyn dźwigowych tak niekorzystnymi dla lin wynikami. Coprawda autor ogłosił wtedy tylko swoje wywody krytyczne i teoretyczne, nie zaś cenne wyniki swych doświadczeń. —

O znanych doświadczeniach Bacha w Stuttgarcie oraz Hrabaka, mających zmierzyć wypadkowe współczynniki sprężystości lin transmisyjnych, względnie wyciągowych  $E'$ , wspomniano już poprzednio. Na stronie 207 swego dzieła pisze Hrabak trafnie: „Obecnie stwierdzono, że obok nie dających się uniknąć wpływów uderzeń, przedewszystkiem naprężenia drutów na zginanie, względnie powtarzające się i przemienne zginanie i prostowanie liny powodują stosunkowo wczesną niezdatność liny wyciągowej”.

Przemawia za dobieraniem bardzo wielkich promieni  $R > 800 \delta$  do  $900 \delta$ , czyli  $D > 1600$  do  $1800 \delta$  dla bębnow maszyn wydobywczych. Wspomina też, że niektórzy fachowcy żądają nadto, aby ów promień był także większy od 80-krotnej średnicy samej liny.

Ważne pomiary i badania prof. Benoita, ogłoszone w jego dziele „Die Dratseilfrage” (Karlsruhe, 1915) oraz w pracach dra Woernlego były wzorowo obmyślane i wykonane. Obejmowały one kilka działów i dążyły do ostatecznego wyjaśnienia sprawy naprężeń dodatkowych  $\sigma'$  i niedopuszczalności współczynnika poprawczego  $\beta = 3/8$ , przez bezpośrednie zmierzenie momentów, potrzebnych do zginania oddzielnych drutów prostych, spiralnych, skrętek i całych lin.

Następnie zbadano kwestję trwałości luźnych drutów i drutów pracujących w linie, wreszcie trwałość liny drucianej w różnych warunkach zastosowania.

Pierwsza grupa pomiarów dowiodła, że różnice między momentami potrzebnymi do ugięcia drutu prostego, spiralnego oraz zespołu drutów w gotowej linie nie były tak wielkie, jak to przypuszczał Bach i Hrabak. Do ugięcia jednego drutu prostego  $1 \text{ mm } \phi$  trzeba było w danych warunkach momentu  $M = 0,42 \text{ cm/kg}$ , do ugięcia więc „i” drutów i razy tyle, a gotowej liny (bez naprężenia osiowego)

$$M' = 0,97 i M.$$

Lina wymagała zatem zaledwie o 3% mniejszego momentu, niż suma prostych drutów. Do oceny tego wyniku trzeba podać, że druty były dość grube ( $1 \text{ mm } \phi$ ), lina zaś, złożona tylko z 5 skrętek po 7 drutów, stosunkowo cienka,  $d = 8,5 \text{ mm}$ , a kąty  $\alpha$  splotu, między drutem a osią liny, względnie osią skrętki i liny, także małe, bo  $\alpha = 11,3^\circ$ .

Pomiary te potwierdziły zgodność wzoru (1) z rzeczywistością, a usunęły możliwość stosowania hipotez związanych z czynnikiem  $3/8$ .

Zwracam jednak uwagę na tę okoliczność, że liny pracujące w warunkach praktycznych są zawsze silnie napięte naprężeniem rozciągającym  $\sigma$ , pod którego wpływem znikają w linie wszelkie luzy między drutami, gdyż druty zaciskają się względem siebie proporcjonalnie do owego napięcia, a lina zachowuje się wtedy inaczej, niż przy opisanych próbach, stając się bardziej zbliżoną do jednolitego pręta. Skutkiem tego opory stawiane zginaniu napiętej liny i wzajemnemu przesuwaniu się

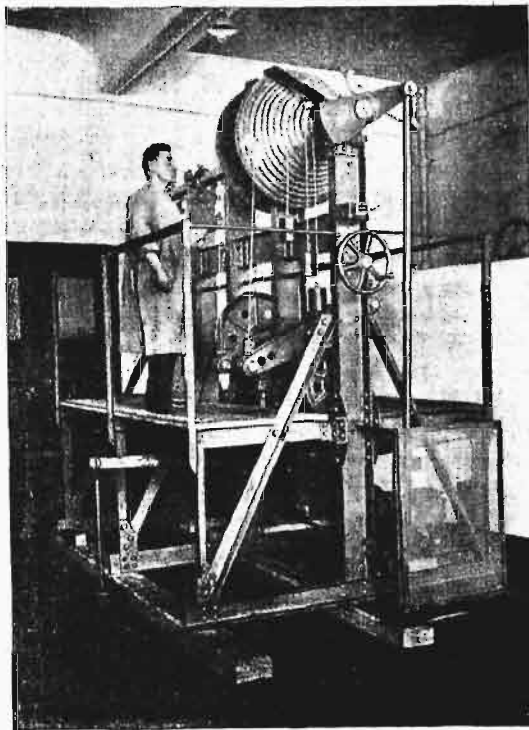
<sup>\*)</sup> Ciąg dalszy do str. 296 w Nr. 13 z r. b.

drutów są znacznie wyższe, niż poprzednio, co powoduje też zwiększenie naprężeń dodatkowych ponad wartości obliczone ze wzoru (1).

Część pomiarów, odnosząca się do trwałości oddzielnych drutów, poddana będzie analizie w następnym ustępie.

Trzecia część doświadczeń objęła badanie ilości ugięć, jaką lina wytrzymać może w warunkach zbliżonych do zastosowań w technice wyciągowej. Zgodnie z poglądami Biggarta i Hrabaka przyjęto te liczby wprost jako miarę granicznej trwałości  $T$  liny. Próby odbywały się aż do ostatecznego urwania się liny, albo raczej jej resztek. Obok tego zapisywano liczby drutów przerwanymi, przypadających na 1 metr długości.

Doświadczenia prof. Benoita wykonano głównie na maszynie do próbowania lin, podanej na rys. 2.



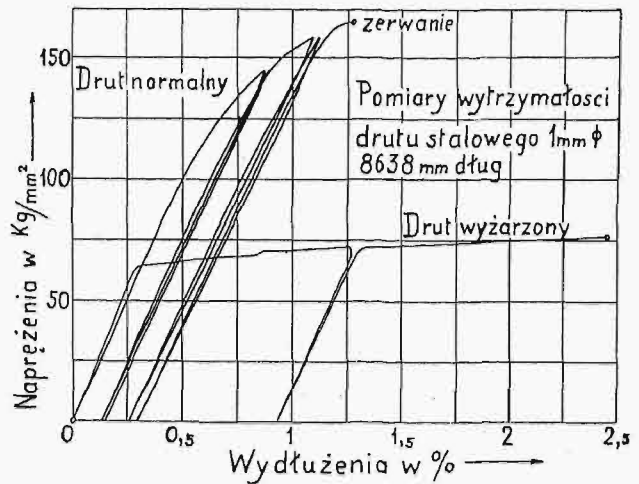
Rys. 2. Maszyna do próbowania systemu Benoita. Krążki górne otrzymują ruch wahający, zwrotny. Liny próbowane napina się na nich przy pomocy krążków dolnych, odpowiednio obciążonych systemem ciężarów i dźwigni.

Po rozważeniu różnych sposobów badania postanowiono wykonać doświadczenia podobnie, jak to uczynił Biggart, zakładając badane kawałki liny na dwa krążki, górny, wykonywający przy pomocy pędni ruch obrotowy zwrotny, odpowiadający np. kątowi  $150^\circ$ , i dolny, który obraca się luzem, ale jest obciążony przy pomocy dźwigni i ciężarów różnymi siłami rozciągającymi, dającymi na jednostkę przekroju liny naprężenie  $\sigma$ .

Na górnym wale umieszczono kilka krążków wielostopniowych z dokładnie obtoczonymi rowkami, dzięki czemu można było próbować równocześnie kilka kawałków liny na różnych średnicach, a zatem też przy różnych stosunkach  $z = D/\delta$ .

Wał górny mógł wykonywać 26 ruchów zwrotnych na minutę, z prędkościami, odpowiadającymi przeważnie używanym w wyciągach. Przy podanej częstotliwości wahań, siły masowe nie powodowały jeszcze

większych zaburzeń w prawidłowym przebiegu naprężeń, zresztą i te co pozostały udało się wyłączyć.



Rys. 3 Wykres wytrzymałości drutu 1 mm,  $K = 16 t$  Granica plastyczności  $S_p$  wynosi przy pierwszym rozciąganiu około 10000 kg, przy powtarzaniu rozciągania podnosi się znacznie, ale staje się niewyraźną. Wykres wytrzymałości badanego drutu stalowego 1 mm  $\phi$  i  $K = 16000$  pokazuje związek między obciążeniami a wydłużeniami, podanymi w procentach. Przy pierwszym obciążeniu, można w przybliżeniu ocenić granicę plastyczności, przy dalszym jego powtarzaniu linia odkształceń nie odchyła się widocznie i dlatego granica plastyczności staje się nieuchwytną. Przerwanie drutu nastąpiło przy obciążeniu większym od 16 000 kg.

Zaznaczę, że także Isachsen użył w swoim czasie podobnej metody do badania lin na bębnie, ograniczając się wtedy tylko do stosunku  $z = 150$ , który do celów praktycznych wogóle nie nadaje się, o ile liny mają służyć do częstego podnoszenia ciężarów, a nie tylko do stałego przymocowania przedmiotów.

Podstawą obrania opisanej metody badania był pogląd, że pomijając wpływy atmosferyczne, chemiczne i przypadkowe uszkodzenia, trwałość liny zależy głównie od równoczesnego działania silnych naprężeń rozciągających i dodatkowych, wynikających ze zginania liny przy nawijaniu na krążki.

Na rys. 4 widzimy fotografię próbowanej liny, po zdjęciu z maszyny. Widoczne są liczne pęknięcia, gotowe i napoczęte, rozłożone podobnie, jak to stwierdzono przy zużytych już linach wyciągowych, co stanowi dowód dobroci obranej metody badania. Podczas doświadczeń liczono w pewnych okresach ilość pęknięć drutów na 1 metr długości liny. Odnośne liczby były zrazu niewielkie, ale



Rys 4 Obraz liny z przerwanymi drutami po próbach.

w miarę postępującego zużycia rosły prędko. Do celów praktycznych, sądzę, że przy ogólnej ilości  $i$  drutów w linie możnaby tolerować 5 do 10% przerw na 1 m b., więc:

$$j = 0,05 i \text{ do } 0,1 i, \dots (4)$$

opierając się na ważnym spostrzeżeniu, że całkowita wytrzymałość techniczna liny ma-

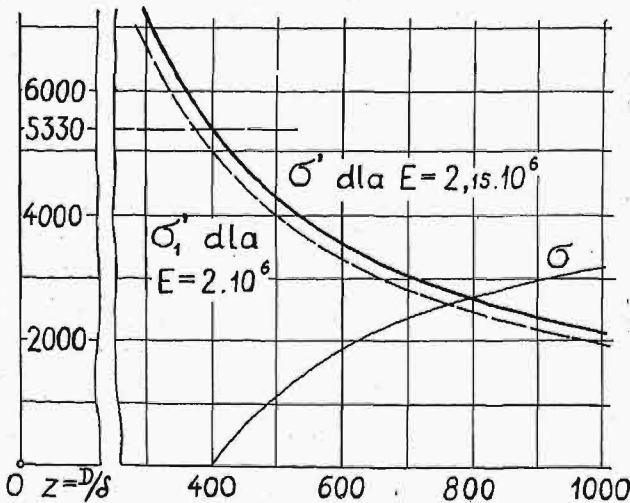
leje zrazu proporcjonalnie do stosunku  $j/i$ , nie zaś w tak nagły sposób, jak wytrzymałość pełnych prętów po okazaniu się w nich przerw i rys, gdyż w prętach osłabienie wzrasta nagle, skutkiem działania powstającego przytem karbu, podczas gdy w linie tracimy tylko dany procent pierwotnego przekroju, pomnożony przez pewien czynnik osłabienia reszty jeszcze nie przerwanych drutów.

Na podstawie pomiarów stwierdzono prawdziwość wzoru (1), to znaczy obliczania naprężeń dodatkowych według związku:  $\sigma' = \frac{\delta}{D} E = \frac{E}{z}$ .

Rys. 5 daje przebieg tak wyznaczonych naprężeń dodatkowych ( $\sigma'$ ) dla dwu wartości współczynnika sprężystości  $E$  i różnych wartości stosunku  $z$ , oraz prostą przy  $k = K/3 = 5330$ . Naprężenie wypadkowe  $s = 5330$  można przyjąć jako naprężenie techniczne dopuszczalne  $k$ , przy 3-krotnej pewności  $m$ .

Z wykresu widać, że przy stosunku  $z = 400$  samo zginanie drutów wyczerpałoby już całe naprężenie  $k$ , wobec czego nie możnaby już obciążać liny naprężeniem użytkowym  $\sigma$ .

Dopiero w miarę zwiększania stosunku ( $z$ ) zostaje do rozporządzenia coraz to większe naprężenie  $\sigma$ , skutkiem czego użyteczne wyzyskanie przekroju liny odpowiednio się poprawia.

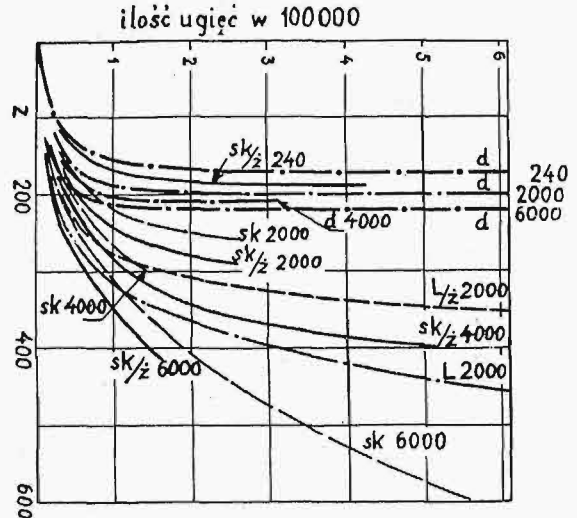


Rys. 5. Wykres naprężeń  $\sigma$  i  $\sigma'$ , w zależności od stosunku  $z = D/d$ .

Rzędne oznaczone w  $\text{kg/cm}^2$ . Linia 5330 odpowiada największemu naprężeniu dopuszczalnemu  $k = \frac{K}{3}$ . Górna hiperbola jest ważną dla  $E = 2\,150\,000$ ; dolna, przerywana, dla  $E = 2\,000\,000$ . Dolna krzywa  $\sigma$  oznacza naprężenia użytkowe na czyste rozciąganie liny, pozostające do rozporządzenia:  $\sigma = k - \sigma'$ .

Rys. 6 zawiera wyniki pomiarów nad trwałością graniczną drutów i skrętek (po 7 drutów), przy wielokrotnie powtarzaniem zginaniu, na bębnoch o podanych stosunkach  $z$ . Doniosłem jest tu stwierdzenie, że oddzielne druty były trwalsze od pracujących w skrętkach i linach, a przy różnych naprężeniach  $\sigma$  i określonych wartościach  $z$ , dochodziły prawie do prawdziwej trwałości, gdyż nawet po 3,5 milionach ugięć nie uległy przerwaniu. Dowodzi tego prawie prostopadły do osi  $X$  kierunek linii trwałości. Tymczasem krzywe trwałości skrętek, a bardziej jeszcze liny, nie dochodziły nigdy do pionowego kierunku, co było wska-

zówką, że druty w nich pracujące ulegały nawet przy wielkich wartościach  $z$  nieustannemu zużyciu przez wzajemne scieranie się i t. p.



Rys. 6 I wykres trwałości drutów i skrętek.

Trwałość graniczna wyrażona w ilości ugięć  $T$  stwierdzonych przy różnych stosunkach  $z$ .

Przy pomiarach poddano druty kolejno naprężeniom rozciągającym (użytkowym)  $\sigma = 240, 2000, 4000, \text{ i } 6000 \text{ kg/cm}^2$  odpowiednio do pewności  $p = 66,6, 8, 4, 2,67$ .

Najniższe naprężenie obrano oczywiście w tym celu, by uchwycić wyraźnie wpływ samego tylko zginania.

Druty pracowały na twardym podłożu (żelazo lane) równie dobrze, jak na skórzanem, natomiast skrętki i liny trzymały się o wiele dłużej na podłożu skórzanem, niż na żelaznem.

(d. c. n.)

## Nowe wydawnictwa.

- Obróbka metali.** Zbiór tablic instrukcyjnych, obejmujący dział narzędzi do skrawania metali, grupę noży. Nakł. Warsz. Spółki Alkic. Budowy Parowozów, Warszawa, 1927. Cena zł. 5.
- Edifices publics pour villes et villages.** Bibliothèque de l'ingénieur de travaux publics, E. Guilloit, Str. 784 z 606 rys. Wyd. 2-gie, Wyd. Dunod, Paryż, 1927.
- Organisation industrielle.** P. Charpentier. Wyd. 2-gie, Str. 367. Wyd. Dunod, Paryż, 1927.
- Organisation et Hygiène sociales.** Prof. J. Amar. Str. 692. Wyd. Dunod, Paryż, 1927.
- La Locomotive.** Description raisonnée de ses organes. U. Lamalle et F. Legein, Wyd. 3-cie, Str. 498 z 430 rys. Wyd. Dunod, Paryż, 1927.
- L'éveil de l'esprit public.** Etudes publiées sous la direction de M. Henri Fayol. Str. 289. Wyd. Dunod, Paryż, 1927.
- Deutscher Kalender für Elektrotechniker 1927/28.** Wyd. przez D-ra Inż. G. Deitmar'a. Rok 13. 2 tomy. Wyd. R. Oldenbourg, Monachium i Berlin, 1927.
- Die Wärmeübertragung.** Prof. M. ten Bosch. Wyd. II. Str. 304 ze 169 rys. Wyd. J. Springer. Berlin, 1927. Cena M. 22.50.
- Handbuch der Eisen- und Stahlgiesserei.** Wyd. Dr. Inż. C. Geiger. Wyd. II. Tom II. Formen und Giessen. Inż. C. Irresberger. Str. 584 (49) z 1702 rys. Wyd. J. Springer. Berlin 1927. Cena M. 57.
- Löten.** W. Burstyn. Werkstatthbücher, herausg. v. E. Simon. Zeszyt 28, str. 44 z 75 rys. J. Springer. Berlin 1927.
- Praktisches Handbuch der gesamten Schweisstechnik.** Dr. Inż. P. Schimpke i H. A. Horn. Tom II. Elektrische Schweisstechnik. Str. 202 z 255 rys. J. Springer. Berlin 1926. Cena 13.50.



# Ogólne wzory Clerc'a i Claperyon'a.

Napisał L. Karasiński.

1. Biorę pod uwagę belkę poziomą, pierwotnie prostą, wspartą na podporach. Środek jej skrajnego przekroju prawego stanowi początek osi współrzędnych. Dodatnia oś  $X$  pokrywa się z osią belki, dodatnia oś  $Y$  leży pod osią  $X$ . W głównej płaszczyźnie  $XY$  bezwładności belki tkwią jednoimienne osie główne wszystkich przekrojów poprzecznych. Leżą w niej również zewnętrzne siły pionowe, pary sił skupionych momentów zewnętrznych oraz pionowe warstwy ciągłych obciążeń belki. Pod jarzmem tego płaskiego obciążenia, pierwotnie prosta oś belki staje się odkształconą. Odciętej  $x$  przynależy ugięcie  $y$  i kąt  $y'$  pochylenia stycznej odkształconej ku osi  $X$ .

Kierunek wzrostu momentów gnących obieram sprzeczny z kierunkiem osi  $X$ . Momenty lewoskrętne znakują dodatnio. Równanie:

$$y'' = \frac{M}{EI},$$

w którym  $M$  oznacza bieżący moment gnący,  $I$  — zmienny moment bezwładności bieżącego przekroju względem osi prostopadłej do  $X$  i  $Y$ , daje wprost bezpośrednio:

$$y' = \int \frac{M dx}{EI} + C$$

$$y = x \int \frac{M dx}{EI} + \int \frac{M x dx}{EI} + Cx + D.$$

Spółrzędne  $x_0, y_0, y_0'$  oraz  $x_1, y_1, y_1'$  dwóch jakichkolwiek punktów odkształconej czynią zadość powyższym równaniom. Wyrugowanie stałych całkowania daje trzy wzory podstawowe:

$$y_1' - y_0' = \int_{x_0}^{x_1} \frac{M dx}{EI}.$$

$$y_1 - y_0 = y_0'(x_1 - x_0) + x_1 \int_{x_0}^{x_1} \frac{M dx}{EI} - \int_{x_0}^{x_1} \frac{M x dx}{EI}.$$

$$y_1' = \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} + \frac{1}{x_1 - x_0} \int_{x_0}^{x_1} \frac{M(x - x_0) dx}{EI}.$$

Ostatni nosi miano wzoru Clerc'a.

2. Idąc w kierunku wzrostu momentów, wyodrębniam na odkształconej kolejne trzy jakiegokolwiek punkty:  $n-1, n, n+1$ , o współrzędnych:

$x_{n-1}, y_{n-1}, y'_{n-1}; x_n, y_n, y'_n; x_{n+1}, y_{n+1}, y'_{n+1}$ .

Odcinek  $(n-1, n)$  nazywam przęsłem  $n$ , odcinek  $(n, n+1)$  — przęsłem  $n+1$  i oznaczam przez:

$l_n, l_{n+1}$  — długość przęsła  $n$  i  $n+1$ ,

$M_{n-1}, M_n, M_{n+1}$  — momenty gnące tuż przed punktami:  $n-1, n, n+1$ .

$x$  — odciętą punktu bieżącego odkształconej,  
 $z$  — poziomą odległość punktu bieżącego odkształconej przęsła  $n$  od punktu  $n-1$ ,

$u$  — poziomą odległość punktu bieżącego odkształconej przęsła  $n+1$  od punktu  $n+1$ .

$M$  — bieżący moment gnący, tuż przed punktem o odciętej  $x$ .

W tem znakowaniu otrzymam ze wzorów pierwszego i trzeciego:

$$y'_{n-1} - y'_n = \int_{x_n}^{x_{n-1}} \frac{M dx}{EI} = \int_0^{l_n} \frac{M dz}{EI}.$$

$$y'_n = \frac{y_n - y_{n-1}}{x_n - x_{n-1}} + \frac{1}{x_n - x_{n-1}} \int_{x_{n-1}}^{x_n} \frac{M(x - x_{n-1}) dx}{EI} =$$

$$= \frac{y_{n-1} - y_n}{l_n} - \frac{1}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{M z dz}{EI}.$$

$$y'_n = \frac{y_n - y_{n+1}}{x_n - x_{n+1}} + \frac{1}{x_n - x_{n+1}} \int_{x_{n+1}}^{x_n} \frac{M(x - x_{n+1}) dx}{EI} =$$

$$= \frac{y_n - y_{n+1}}{l_{n+1}} + \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{M u du}{EI}$$

ponieważ niewątpliwie:

$$x_{n-1} = x + z, \quad x_{n-1} - x_n = l_n$$

$$x = u + x_{n+1}, \quad x_n - x_{n+1} = l_{n+1}$$

dla przęsła  $n$  i  $n+1$ .

Moment bieżący przęsła  $n$  będzie:

$$M = M_{n-1} + (M_n - M_{n-1}) \frac{z}{l_n} + m_n.$$

Ten wzór daje bezpośrednio dla przęsła  $n+1$ :

$$M = M_{n+1} + (M_n - M_{n+1}) \frac{u}{l_{n+1}} + m_{n+1}.$$

W obu powyższych wzorach oznaczyłem przez:

$m_n$  — moment gnący, jakiby panował przekroju bieżącym przęsła  $n$ , gdyby to przęsło wyciąć z belki i, nie zmieniając jego obciążenia zewnętrznego, ustawić końcami na podporach przegubowej i posuwnej,

$m_{n+1}$  — moment gnący, jakiby panował w przekroju bieżącym przęsła  $n+1$ , gdyby to przęsło wyciąć z belki i, nie zmieniając jego obciążenia zewnętrznego, ustawić końcami na podporach przegubowej i posuwnej. Podstawienie da ogólne wzory:

$$y'_{n-1} - y'_n = M_{n-1} \int_0^{l_n} \left(1 - \frac{z}{l_n}\right) \frac{dz}{EI} + \frac{M_n}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{z dz}{EI} +$$

$$+ \int_0^{l_n} \frac{m_n dz}{EI} \dots \dots \dots (1)$$

$$y'_n = \frac{y_{n-1} - y_n}{l_n} - \frac{M_{n-1}}{l_n} \int_0^{l_n} \left(1 - \frac{z}{l_n}\right) \frac{z dz}{EI} -$$

$$- \frac{M_n}{l_n^2} \int_0^{l_n} \frac{z^2 dz}{EI} - \frac{1}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{m_n z dz}{EI} \dots \dots \dots (2)$$

$$y'_n = \frac{y_n - y_{n+1}}{l_{n+1}} + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \left(1 - \frac{u}{l_{n+1}}\right) \frac{u du}{EI} +$$

$$+ \frac{M_n}{l_{n+1}^2} \int_0^{l_{n+1}} \frac{u^2 du}{EI} + \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{m_{n+1} u du}{EI} \dots (3)$$

które można nazwać wzorami Clerc'a.

Ostatnie dwa dają bezpośrednio ogólny wzór Clapeyron'a:

$$\begin{aligned} \frac{y_{n-1} - y_n}{l_n} + \frac{y_{n+1} - y_n}{l_{n+1}} &= \frac{M_{n-1}}{l_n} \int_0^{l_n} \left(1 - \frac{z}{l_n}\right) \frac{z dz}{EI} + \\ &+ M_n \left[ \frac{1}{l_n^2} \int_0^{l_n} \frac{z^2 dz}{EI} + \frac{1}{l_{n+1}^2} \int_0^{l_{n+1}} \frac{u^2 du}{EI} \right] + \\ &+ \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \left(1 - \frac{u}{l_{n+1}}\right) \frac{u du}{EI} + \frac{1}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{m_n z dz}{EI} + \\ &+ \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{m_{n+1} u du}{EI} \dots (4) \end{aligned}$$

W ten sposób prosty, zupełnie niezależny od rozpatrywania podpór, a więc drogą naturalną wyprowadzone wzory stanowią ogólne rozwiązanie zagadnienia belek prostych zginanych płasko.

3. W szczególnym wypadku przegubowego podparcia punktów  $n-1, n, n+1$ , ze wzorów dla  $M_n, M_{n+1}$  otrzymamy ogólny wzór

$$V_n = \frac{M_{n-1}}{l_n} - \left(\frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}}\right) M_n + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}} + v_n,$$

gdzie oznaczono przez:

$V_n$  — odpór pionowy w punkcie  $n$ , podpartym przegubowo,

$v_n$  — sumę odporów pionowych, jakieby pannały w punktach  $n$  przęsa  $n, n+1$ , gdyby te przęsa powycinać z belki i poustawiać końcami na podporach: przegubowej i posuwnej.

4. Dla przegubowych podpór wzorowo sprężystych:

$$V_n = -c_n y_n,$$

gdzie  $c_n$  oznacza odpowiedni współczynnik sprężystości. Po powstawieniu we wzory powyższe, otrzymamy: wzory Clerc'a:

$$\begin{aligned} y'_n &= -\frac{M_{n-2}}{c_{n-1} l_{n-1} l_n} - \frac{M_{n-1}}{l_n} \left[ \int_0^{l_n} \left(1 - \frac{z}{l_n}\right) \frac{z dz}{EI} - \right. \\ &- \frac{1}{c_{n-1}} \left(\frac{1}{l_{n-1}} + \frac{1}{l_n}\right) - \frac{1}{c_n l_n} \left. \right] - \frac{M_n}{l_n} \left[ \frac{1}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{z^2 dz}{EI} + \right. \\ &+ \frac{1}{c_{n-1} l_n} + \frac{1}{c_n} \left(\frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}}\right) \left. \right] + \frac{M_{n+1}}{c_n l_n l_{n+1}} - \frac{v_{n-1}}{c_{n-1} l_n} + \\ &+ \frac{v_n}{c_n l_n} - \frac{1}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{m_n z dz}{EI} \dots (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y'_n &= -\frac{M_{n-1}}{c_n l_n l_{n+1}} + \frac{M_n}{l_{n+1}} \left[ \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{u^2 du}{EI} + \frac{1}{c_n} \left(\frac{1}{l_n} + \right. \right. \\ &+ \left. \left. \frac{1}{l_{n+1}}\right) + \frac{1}{c_{n+1} l_{n+1}} \right] + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}} \left[ \int_0^{l_{n+1}} \left(1 - \frac{u}{l_{n+1}}\right) \frac{u du}{EI} - \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &- \frac{1}{c_n l_{n+1}} - \frac{1}{c_{n+1}} \left(\frac{1}{l_{n+1}} + \frac{1}{l_{n+2}}\right) \left. \right] + \frac{M_{n+2}}{c_{n+1} l_{n+1} l_{n+2}} - \\ &- \frac{v_n}{c_n l_{n+1}} + \frac{v_{n+1}}{c_{n+1} l_{n+1}} + \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{m_{n+1} u du}{EI} \dots (6) \end{aligned}$$

oraz wzór Clapeyrona, zwany wzorem o pięciu momentach:

$$\begin{aligned} \frac{M_{n-2}}{c_{n-1} l_{n-1} l_n} + \frac{M_{n-1}}{l_n} \left[ \int_0^{l_n} \left(1 - \frac{z}{l_n}\right) \frac{z dz}{EI} - \frac{1}{c_{n-1}} \left(\frac{1}{l_{n-1}} + \frac{1}{l_n}\right) - \right. \\ &- \frac{1}{c_n} \left(\frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}}\right) \left. \right] + M_n \left[ \frac{1}{l_n^2} \int_0^{l_n} \frac{z^2 dz}{EI} + \frac{1}{l_{n+1}^2} \int_0^{l_{n+1}} \frac{u^2 du}{EI} + \frac{1}{c_{n-1} l_n^2} + \right. \\ &+ \frac{1}{c_n} \left(\frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}}\right)^2 + \frac{1}{c_{n+1} l_{n+1}^2} \left. \right] + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}} \left[ \int_0^{l_{n+1}} \left(1 - \frac{u}{l_{n+1}}\right) \frac{u du}{EI} - \frac{1}{c_n} \left(\frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}}\right) - \frac{1}{c_{n+1}} \left(\frac{1}{l_{n+1}} + \frac{1}{l_{n+2}}\right) \right] + \\ &+ \frac{M_{n+2}}{c_{n+1} l_{n+1} l_{n+2}} + \frac{v_{n-1}}{c_{n-1} l_n} - \frac{v_n}{c_n} \left(\frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}}\right) + \frac{v_{n+1}}{c_{n+1} l_{n+1}} + \\ &+ \frac{1}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{m_n z dz}{EI} + \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{m_{n+1} u du}{EI} = 0 \dots (7) \end{aligned}$$

5. Określone w punkcie pierwszym obciążenie płaskie nie da odporów poziomych, zatem w założeniu podpór nieprzegubowych wzorowo sprężystych, należy w punktach podparcia przewidzieć:

$V_n$  — odpór pionowy w punkcie  $n$  oraz

$N_n$  — moment sprzeciwu w punkcie  $n$ , podpartym na podporze bezprzegubowej, wzorowo sprężystej, przyczem

$$V_n = -c_n y_n, N_n = -\partial_n y'_n,$$

gdzie przez  $c_n, \partial_n$  odznaczyłem odpowiednie współczynniki sprężystości.

Zatem moment bieżący przęsa  $n$ :

$$M = M_{n-1} + N_{n-1} + (M_n - M_{n-1} - N_{n-1}) \frac{z}{l_n} + m_n.$$

Ten wzór da dla przęsa  $n+1$ :

$$M = M_{n+1} + (M_n + N_n - M_{n+1}) \frac{u}{l_{n+1}} + m_{n+1}.$$

Po podstawieniu, otrzymam kolejno następujące wzory:

$$\begin{aligned} \frac{N_n}{\partial_n} - N_{n-1} \left[ \frac{1}{\partial_{n-1}} + \int_0^{l_n} \left(1 - \frac{z}{l_n}\right) \frac{dz}{EI} \right] &= \\ = M_{n-1} \int_0^{l_n} \left(1 - \frac{z}{l_n}\right) \frac{dz}{EI} + \frac{M_n}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{z dz}{EI} + \\ &+ \int_0^{l_n} \frac{m_n dz}{EI} \dots (8) \end{aligned}$$

$$y'_n = -\frac{N_n}{\partial_n} = -\frac{M_{n-2}}{c_{n-1} l_{n-1} l_n} -$$

$$-\frac{M_{n-1}}{l_n} \left[ \int_0^{l_n} \left(1 - \frac{z}{l_n}\right) \frac{z dz}{EI} - \frac{1}{c_{n-1}} \left(\frac{1}{l_{n-1}} + \frac{1}{l_n}\right) - \right.$$



$$\begin{aligned}
 & - \frac{1}{c_n l_n} \Big] - \frac{M_n}{l_n} \left[ \frac{1}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{z^2 dz}{EI} + \frac{1}{c_{n-1} l_n} + \right. \\
 & + \frac{1}{c_n} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) \Big] + \frac{M_{n+1}}{c_n l_n l_{n+1}} - \frac{N_{n-2}}{c_{n-1} l_{n-1} l_n} - \\
 & - \frac{N_{n-1}}{l_n} \left[ \int_0^{l_n} \left( 1 - \frac{z}{l_n} \right) \frac{z dz}{EI} - \frac{1}{c_{n-1} l_n} - \frac{1}{c_n l_n} \right] - \\
 & - \frac{N_n}{c_n l_n l_{n+1}} - \frac{v_{n-1}}{c_{n-1} l_n} + \frac{v_n}{c_n l_n} - \\
 & - \frac{1}{l_n^3} \int_0^{l_n} \frac{m_n z dz}{EI} \dots \dots \dots (9)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 y'_n = & - \frac{N_n}{\partial_n} = - \frac{M_{n-1}}{c_n l_n l_{n+1}} + \\
 & + \frac{M_n}{l_{n+1}} \left[ \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{u^2 du}{EI} + \frac{1}{c_n} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) + \right. \\
 & + \frac{1}{c_{n+1} l_{n+1}} \Big] + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}} \left[ \int_0^{l_{n+1}} \left( 1 - \frac{u}{l_{n+1}} \right) \frac{u du}{EI} - \right. \\
 & - \frac{1}{c_{n+1}} \frac{1}{l_{n+1}} \left( \frac{1}{l_{n+1}} + \frac{1}{l_{n+2}} \right) \Big] + \frac{M_{n+2}}{c_{n+1} l_{n+1} l_{n+2}} - \\
 & - \frac{N_{n-1}}{c_n l_n l_{n+1}} + \frac{N_n}{l_{n+1}} \left[ \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{u^2 du}{EI} + \frac{1}{c_n l_{n+1}} + \right. \\
 & + \frac{1}{c_{n+1} l_{n+1}} \Big] - \frac{N_{n+1}}{c_{n+1} l_{n+1} l_{n+2}} - \frac{v_n}{c_n l_{n+1}} + \\
 & + \frac{v_{n+1}}{c_{n+1} l_{n+1}} + \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{m_{n+1} u du}{EI} \dots \dots (10)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{M_{n-2}}{c_{n-1} l_{n-1} l_n} + \frac{M_{n-1}}{l_n} \left[ \int_0^{l_n} \left( 1 - \frac{z}{l_n} \right) \frac{z dz}{EI} - \right. \\
 & - \frac{1}{c_{n-1}} \left( \frac{1}{l_{n-1}} + \frac{1}{l_n} \right) - \frac{1}{c_n} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) \Big] + \\
 & + M_n \left[ \frac{1}{l_n^2} \int_0^{l_n} \frac{z^2 dz}{EI} + \frac{1}{l_{n+1}^2} \int_0^{l_{n+1}} \frac{u^2 du}{EI} + \frac{1}{c_{n-1} l_n^2} + \right. \\
 & + \frac{1}{c_n} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right)^2 + \frac{1}{c_{n+1} l_{n+1}^2} \Big] + \\
 & + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}} \left[ \int_0^{l_{n+1}} \left( 1 - \frac{u}{l_{n+1}} \right) \frac{u du}{EI} - \frac{1}{c_n} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) - \right. \\
 & - \frac{1}{c_{n+1}} \left( \frac{1}{l_{n+1}} + \frac{1}{l_{n+2}} \right) \Big] + \frac{M_{n+2}}{c_{n+1} l_{n+1} l_{n+2}} + \\
 & + \frac{N_{n-2}}{c_{n-1} l_{n-1} l_n} + \frac{N_{n-1}}{l_n} \left[ \int_0^{l_n} \left( 1 - \frac{z}{l_n} \right) \frac{z dz}{EI} - \right. \\
 & - \frac{1}{c_{n-1} l_n} - \frac{1}{c_n} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) \Big] + \\
 & + \frac{N_n}{l_{n+1}} \left[ \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{u^2 du}{EI} + \frac{1}{c_n} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) + \right.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{1}{c_{n+1} l_{n+1}} \Big] - \frac{N_{n+1}}{c_{n+1} l_{n+1} l_{n+2}} + \frac{v_{n-1}}{c_{n-1} l_n} - \\
 & - \frac{v_n}{c_n} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) + \frac{v_{n+1}}{c_{n+1} l_{n+1}} + \frac{1}{l_n} \int_0^{l_n} \frac{m_n z dz}{EI} + \\
 & + \frac{1}{l_{n+1}} \int_0^{l_{n+1}} \frac{m_{n+1} u du}{EI} = 0 \dots \dots (11)
 \end{aligned}$$

Wzory powyższe rozwiązują zagadnienie. Ze wzoru ósmego wyznaczają się momenty  $N_n$  w zależności od momentów  $M_n$ , jako że dla podpory  $w$  ostatniej w kierunku wzrostu momentów:

$$M_w + N_w = 0.$$

Można również korzystając ze wzoru (8) wyrazić momenty  $N_{n-2}, N_{n-1}, N_{n+1}$  wzorów (9), (10) przez  $N_n$ . Po wyrugowaniu  $N_n$  ze wzorów (9) i (10) otrzymamy wzór o pięciu momentach, który tu pomijam, jako zbyt długi.

Po podstawieniu tych wartości  $N_n$  we wzór jedenasty, zawierający rekordową liczbę dziewięciu momentów, otrzymamy, po uwzględnieniu warunków brzegowych, układ równań, z których wyznacza się wszystkie momenty  $M_n$ .

6. W szczególnym wypadku szyny, jako nieskończonej długiej belki o stałym przekroju, wspartej na podporach o stałym rozstawieniu  $l$  i jednakowych współczynnikach  $c$ ,  $\partial$  wszystkich podpór, otrzymamy, stosując wzór ósmy i jedenasty:

$$\begin{aligned}
 N_n - N_{n-1}(1 + w) = & w \left( M_{n-1} + M_n + \frac{2}{l} \int_0^l m_n dz \right) \\
 M_{n-2} + (m-4) M_{n-1} + & 2(2m+3) M_n + (m-4) M_{n+1} + \\
 + M_{n+2} + N_{n-2} + (m-3) & N_{n-1} + (2m+3) N_n - N_{n+1} + \\
 + l(v_{n-1} - 2v_n + v_{n+1}) & + \frac{6m}{l^2} \left[ \int_0^l m_n z dz + \right. \\
 & \left. + \int_0^l m_{n+1} u du \right] = 0.
 \end{aligned}$$

$$W \text{ tych wzorach } m = \frac{cl^3}{6EI}, \quad w = \frac{\partial l}{2EI}.$$

Rozwiązanie tego zagadnienia podałem w Nr. 10 P. T.

7. Twierdzenia o pracy sprężystej również mogłyby dać wszystkie wyżej podane wzory z pewnością jednak zastrzeżeniami, które w istocie swej są zbędne, jak widać z niniejszych rozważań. W ten sposób Merten (Gandawa) wyprowadził w roku 1905 wzów Clapeyrona w najogólniejszej postaci, jaką mu nadał Clerc już znacznie wcześniej.

W założeniu podpór wzorowo sprężystych przegubowych, oznaczamy:

$$\begin{aligned}
 H = & [\text{praca sprężysta naprężeń całej belki}] - \\
 & - \frac{1}{2} \sum \frac{v_n^2}{c_n}.
 \end{aligned}$$

Chcąc otrzymać wzory Clapeyrona, niezawierające  $y'_n$ , stosujemy twierdzenie Menabrea:

$$\frac{\partial H}{\partial M_n} = 0.$$

Wzory Clerc'a dla  $y'_n$  można otrzymać z łatwością, biorąc  $H$  dla jednego przęsła. Drugie twierdzenie Castigliano da

$$\frac{\partial H}{\partial M_n} = y'_n,$$

ponieważ  $y'_n$  jest niewątpliwie posunięciem uogólnionej siły  $M_n$ .

# Sprawa budowy dróg samochodowych na V Międzynarodowym Kongresie Drogowym<sup>1)</sup>.

Napisał Inż. L. Tyłbor.

**W** dniu 6 września ub. r. nastąpiło uroczyste otwarcie w Medjolanie V Międzynarodowego Kongresu Drogowego, na który bardzo licznie zjechali się niemal ze wszystkich zakątków świata inżynierowie drogowi, członkowie „Association Internationale Permanente des Congrès de la Route”.

Kongres w Medjolanie, którego obrady toczyły się w płaszczyźnie najnowszych zdobyczy na polu budownictwa drogowego i który prześcignął pod tym względem wszystkie dotychczasowe Kongresy Drogowe, poprzedziła niezwykle interesująca wystawa, która w rzeczywistości była międzynarodowym konkursem działalności samorządów w dziedzinie gospodarki drogowej.

Kulminacyjnym punktem Kongresu i jednym z głównych tematów obrad była sprawa budowy dróg samochodowej — „autostrady” Medjolan — Jeziora. Rozwój ruchu samochodowego w latach ostatnich wywołał potrzebę budowy specjalnych dróg, po których samochody mogłyby poruszać się znacznie szybciej, niż po drogach zwykłych, przeznaczonych przeważnie dla trakcji konnej. Organiczne wady istniejących dróg tamują bowiem znacznie rozwój ruchu samochodowego.

Uprzytomnijmy sobie tylko takie okoliczności, jak wąska jezdnia, krótkie łuki, niezbyt widoczne zdaleka skrzyżowania, zwarte osiedla, przejazdy kolejowe, często źle strzeżone, linje tramwajowe, — dodajmy do tego jeszcze dotkliwą plagę kurzu, — a zrozumiemy do jakiego stopnia brak na drogach zwykłych kardynalnych warunków bezpieczeństwa i ochrony ruchu. Droga samochodowa wad tych nie posiada.

Wyposażona w jednostajną jezdnię betonową, pozbawiona pyłu i błota, planowo zbudowana droga samochodowa omija gęsto zaludnione osiedla.

Posiadając szerokość, dostosowaną do potrzeb komunikacyjnych, prowadzona przeważnie po linii prostej, pozbawiona skrzyżowań w jednym poziomie z linjami kolejowymi i innymi drogami, zamknięta na podstawie specjalnych przepisów dla komunikacji konnej i pieszej, droga samochodowa stwarza idealne warunki dla rozwoju ruchu automobilowego. Droga Medjolan — Jeziora jest unikatem w swoim rodzaju, skupiając w sobie wszystkie cechy i zalety idealnie zbudowanej drogi samochodowej.

Przeznaczona wyłącznie do ruchu samochodowego o dowolnej szybkości, droga ta ciągnie się przez najbardziej uprzemysłowioną okolice Włoch, łącząc Medjolan z Como, Varese i Sesto Calende. Omawiana droga, o długości ogólnej 85 km i szerokości (11 — 14) m, składa się z pięciu odcinków:

Medjolan — Musocco — Lainate	12,085 km,
Lainate — Gallarate	20,673 km,
Gallarate — Varese	16,235 km,
Lainate — Como	24,507 km,
Gallarate — Sesto Calende	11,119 km,

Budowę drogi rozpoczęto w czerwcu 1923 roku po załatwieniu wszelkich formalności, związanych ze sprawą wywłaszczenia około 3 000 posiadłości.

Aby mieć pojęcie o skali robót, zaznaczyć wypada, że same tylko roboty ziemne wyniosły około 2 000 000 m<sup>3</sup>, przyczem wysokość nasypów i głębokość wykopów dochodziła w niektórych miejscach do 20 m.

Podczas budowy walczyć musiano z niezwykle trudnymi warunkami naturalnymi terenu, którego przekrój geologiczny przedstawiał się w sposób następujący.

Na odcinku drogi Medjolan — Gallarate teren obfitował w piasek i żwir, co stanowi charakterystyczne cechy równiny lombardzkiej, przyczem w okolicach Origgio i Gallarate natrafiono na formacje średniej epoki dyluwialnej, względnie okresu lodowego.

Wzdłuż odcinka Lainate — Como, pomiędzy Cirimido a Partichetto, napotkano ślady formacji morenowych lodowca Lario i starszej epoki dyluwialnej.

Na odcinku Gallarate — Varese grunt posiadał przeważnie charakter napływowy, pochodzący z górskiego potoku Arno.

Najciekawszym i najbardziej malowniczym odcinkiem drogi był odcinek Gallarate — Sesto Calende, biegnący wzdłuż terenu ze śladami formacji morenowych lodowca Verbano.

Pagórkowaty, pokryty gajami pinji, odcinek drogi Gallarate — Sesto Calende zdradzał charakterystyczną strukturę okresu lodowcowego i osadu alluwialnego.

Tutaj natrafiono na liczne naniesione z gór Tessin bloki skalne. Podana powyżej struktura terenu drogi Medjolan — Jeziora daje nam dokładne pojęcie o tych trudnościach technicznych, z jakimi walczyć musiano w czasie budowy.

Nie bacząc jednak na trudności terenowe, zdolano osiągnąć zamierzony cel — przeprowadzenie trasy możliwie po linii prostej. Droga utworzona jest z szeregu odcinków prostoliniowych, o długości 10 — 18 km, połączonych krzywymi o promieniu 500 m i założona w spadku 3%.

Celem urzeczywistnienia jednego z najważniejszych zadań — uniknięcia wszelkich skrzyżowań z linjami kolejowymi i drogami istniejącym, — musiano wzniesć przeszło 200 mostów i tunelów, wykonanych przeważnie z żelazobetonu i obliczonych na obciążenie ruchome wozów 30 t.

Drugim bardzo ważnym zagadnieniem przy budowie drogi była sprawa nawierzchni.

<sup>1)</sup> Praca niniejsza, przygotowana do druku w listopadzie 1926 r., z przyczyn od autora niezależnych zostaje ogłoszona dopiero teraz.

<sup>2)</sup> P. Puricelli, Autostrade, -Milano, 1925.



Ponieważ w tym kierunku nietylko Włosi, ale i pozostałe państwa europejskie nie posiadały dostatecznych danych doświadczalnych, skorzystano z praktyki amerykańskiej. Po licznych przeprowadzonych w Ameryce studjach, zdecydowano się na budowę nawierzchni drogi z betonu, którego jeden metr sześcienny zawierał:

- 0,75 m<sup>3</sup> żwiru
- 0,50 m<sup>3</sup> piasku
- 350 kg cementu.

Przyrządzanie i rozsypywanie masy betonowej uskuteczniano przy pomocy mieszadeł typu amerykańskiego, o wielkiej pojemności, przyczem specjalne mechanizmy ubijały beton i następnie wygładzały powierzchnię jezdni.

Ogólna ilość użytych do budowy nawierzchni materiałów wyniosła:

- żwiru — 120 000 m<sup>3</sup>
- piasku — 62 000 m<sup>3</sup>
- cementu — 500 000 centnarów.

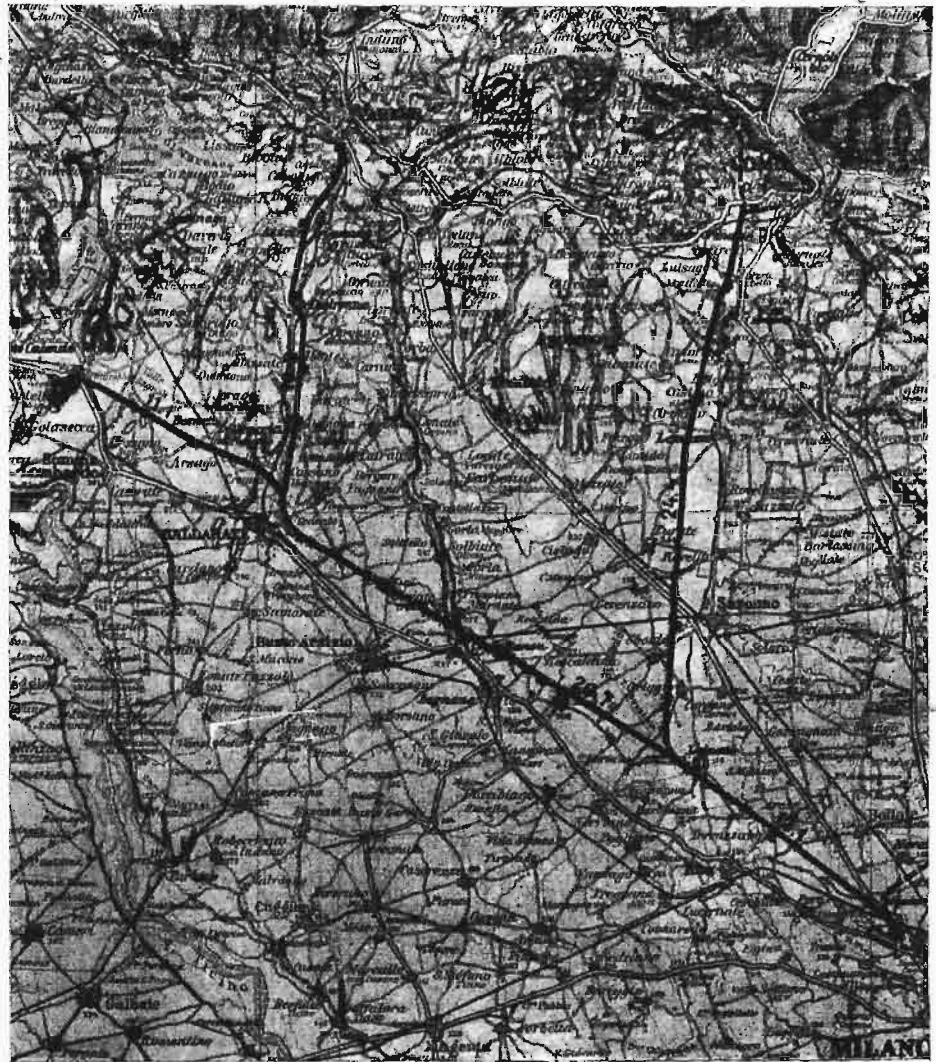
Dla transportu powyższej ilości materiałów potrzeba było 350 wagonów dziennie przy sile pociągowej 22 parowozów. Roboty zatrudniały dziennie 4000 robotników. Budowa całkowitej sieci dróg Medjolan — Jeziora trwała 26 miesięcy.

Według informacji, otrzymanych od inż. P Puricelli, twórcy projektu budowy, koszt 1 km drogi samochodowej Medjolan — Jeziora wyniósł 1 000 000 lirów, wliczając w to koszty inwestycyjne.

Oczywiście jest, że koszty budowy drogi samochodowej wahają się w znacznych granicach w zależności od warunków terenowych i klimatycznych, ilości i charakteru konstrukcji mostów i tuneli oraz wysokości oprocentowania kapitału. Przyszłość pokaże, czy wydatek na budowę omawianej drogi, wynoszący 90 000 000 lirów będzie się mógł amortyzować w okresie 50-letniej koncesji, i jaki będzie wogóle stosunek tych kosztów do dochodowości drogi. W każdym jednak razie, możliwe zwiększenie się dochodowości drogi starano się osiągnąć przez należyta i racjonalnie przeprowadzoną eksploatację, — i na tę stronę zwrócono szczególną uwagę, stwarzając przedewszystkiem doskonale zorganizowany i sprawnie działający aparat administracyjny.

Organizacja służby drogowej na autostradzie Medjolan — Jeziora opiera się na zasadach następujących. Wzdłuż całej sieci drogi samochodowej utworzono szereg posterunków, w postaci domków dla dozorców drogowych, którzy podlegają

władzy kierowników dozoru, zamieszkujących specjalne domy na głównych odcinkach drogi. Do obowiązków dozorczy należy sprzedaż biletów, obsługa telefonów, sygnalizacja oraz zaopatrywanie samochodów w materiał pędny. Każdy posterunek zaopatrzony jest w środki lekarskie i opatrunkowe. Niezależnie od powyższego dozoru, na drodze peł-



Rys. 1.

nią służbę specjaliści funkcjonariusze, posługujący się motocyklami. Główniejsze posterunki zaopatrzone są w automatyczne pompy benzynowe oraz niezbędny sprzęt samochodowy. Dozorca sporządza dzienne raporty służbowe i przekazuje dzienne wpływy do Kasy Głównej. Czas służby trwa od godziny 6-ej rano do godziny 1-ej w nocy.

Całkowita organizacja służby drogowej podlega nadzorowi Urzędu Inspekcyjnego, który równocześnie opracowuje i wydaje niezbędne zarządzenia w celu należytej regulacji i ochrony ruchu.

Dla osiągnięcia maximum bezpieczeństwa i sprawności ruchu na drodze, zwrócono przedewszystkiem uwagę na stworzenie prawidłowej sygnalizacji.

W tym celu:

1) utworzono na jezdni białe pasmo, wyznaczające jej środek i regulujące w ten sposób ruch



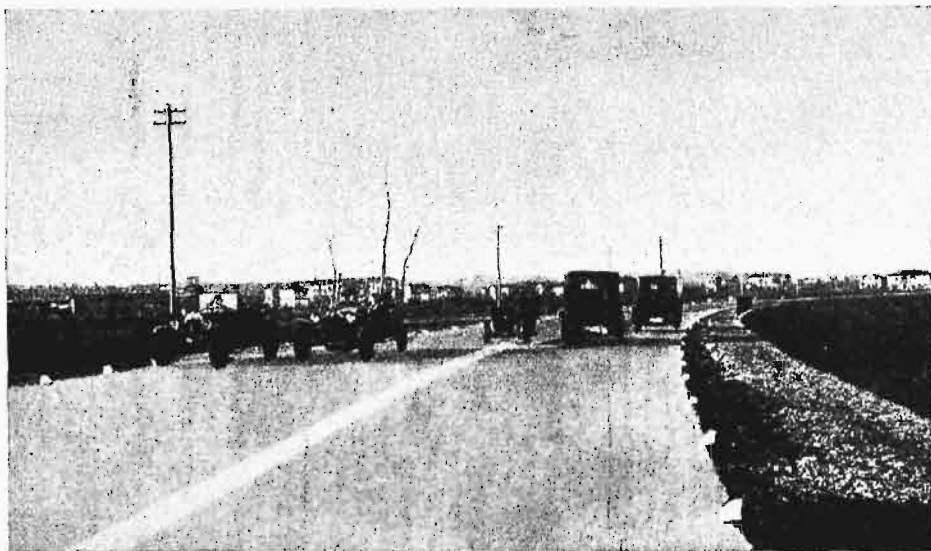
wozów w jedną i drugą stronę, jako znak ostrzegawczy dla kierowców,

2) celem zapobiegania wypadkom, szczególnie podczas mgły, uznano za najlepsze dla oka kierowcy utworzenie na burtach drogi szeregu punktów stałych w postaci zabarwionych na biało znaków palowych oraz oddzielnych kamieni betonowych.

Chociaż zagadnienie najracjonalniejszej sygnalizacji nie zostało dotychczas w zupełności rozwiązane, to jednak praca w tym kierunku trwa nadal.

Robione były również próby z sygnalizacją świetlną, te jednak nastęrczały sporo trudności technicznych i gospodarczych i są dotychczas przedmiotem specjalnych badań.

Znając wybitne uzdolnienie i ruchliwość kolegów włoskich, mam niepełną nadzieję, że trudności te zostaną wkrótce pokonane, a osiągnięte w tym kierunku owoce służyć będą za wzór innym narodowościom.



Rys. 2.

Droga samochodowa Medjolan — Jeziora zawdzięcza swe istnienie przede wszystkim inicjatywie prywatnej. W celu budowy i eksploatacji drogi, powstała Spółka Akcyjna „Autostrade” z kapitałem 50 000 000 lirów. Przyznać jednak należy, że czynniki państwowe również odegrały doniosłą rolę w urzeczywistnieniu budowy drogi.

Dzięki poparciu Prezesa Rady Ministrów Mussoliniego, opracowało Ministerstwo Robót Publicznych w porozumieniu z Ministerstwem Skarbu ogólny statut prawny dla dróg samochodowych, poczem zawarło ze Spółką na budowę i eksploatację drogi umowę, która uregulowała stosunki prawne między koncesjonariuszami prywatnymi a Państwem.

Umowa oparta była na zasadach następujących.

Państwo przekazuje konsorcjum prywatnemu jako koncesję specjalną na lat 50, prawo własności i zarządu nad drogą, zastrzegając sobie wszelkie prerogatywy w dziedzinie uprawnień techniczno-administracyjnych oraz aprobaty gospodarki finansowej.

Na mocy tych uprawnień, Państwo ustala, że:

1. roboty, związane z budową sieci dróg samochodowych, posiadają charakter użyteczności publicznej,

2. celem konserwacji nawierzchni drogi oraz zabezpieczenia praw serwitutowych posiadłości przyległych, stosować należy postanowienia odnośnej ustawy,

3. celem przeprowadzenia niezbędnych wywłaszczeń, stosować należy postanowienia odnośnej ustawy,

4. urzędnicy drogowi, którzy zgodnie z ustawą są zaprzysiężeni, traktowani są narówni z funkcjonariuszami państwowymi,

5. w celu regulacji ruchu na drogach, zachowują moc odnośne rozporządzenia ustawy drogowej,

6. Kasy Oszczędnościowe mają prawo udzielania Spółce pożyczek i zapomóg.

Spółce przysługuje natomiast, z tytułu uzyskanej koncesji, prawo pobierania opłat komunikacyjnych oraz korzystania z wszelkich możliwości dochodowych, jak na przykład z ruchu osobowego i towarowego, sieci telefonicznej, wydzierżawienia reklamit.p.

Jakkolwiek po upływie 50 lat Państwo uzyskuje z mocy samej ustawy prawo własności całkowitej drogi samochodowej, bez jakiegokolwiek odszkodowania dla Spółki, to jednak umowa zastrzega Państwu prawo nabycia drogi w każdym czasie, przyczem Państwo wpłaca w tym wypadku Spółce niezamortyzowaną jeszcze część kapitału. Wskutek odpowiedniego uregulowania prawa własności gruntowej, droga nie może mieć żadnych obciążeń hipotecznych,

z wyjątkiem tylko tych, które powstały z tytułu gwarancji wypuszczonych przez Spółkę obligacyj.

Powyższe warunki umowy przysparzają, oczywiście, Państwu znacznych korzyści, z drugiej zaś strony nakładają na Państwo również i pewne obowiązki w kierunku popierania budowy drogi, przez udzielanie Spółce odpowiednich zapomóg na wypadek potrzeb natury finansowej.

W tym względzie Państwo wyraziło zgodę na przyznanie Spółce poparcia materialnego w postaci rocznych zapomóg, które, jeśli je skapitalizować na cały czas trwania koncesji, wyniosą 1/3 kosztów budowy, i które mogą być zrealizowane bądź w postaci pożyczki zwrotnej, bądź w postaci gwarancji dla tych obligacyj, które mają być przez Spółkę wypuszczone.

Powyższe zapomogi roczne mogą być użyte przez Spółkę tylko w tym wypadku, o ile czysty zysk Spółki nie wystarcza na pokrycie odsetek i kwot amortyzacyjnych, przyczem uczyniony przez Spółkę tylko w tym wypadku, o ile czysty zwrócony z czystych zysków, zanim zostanie wypłacony dywidenda akcjonariuszom.

TABELA I.  
Taryfa przejazdowa opłaty w lirach.

Kategoria wozów	Odcinek całkowity		Odcinek częściowy	
	Jazda w jednym kierunku	Jazda w obydw. kierunk.	Jazda w jedn. kieruk.	Jazda w obydw. kieruk.
Małe wozy. . .	10	15	6	10
Wozy osobowe i ciężarowe z silnikiem do 17 KM	15	22,50	8	13
Wozy osobowe i ciężarowe z silnikiem 17—26 KM	20	30	12	17,50
Wozy osobowe i ciężarowe z silnikiem ponad 26 KM . . . . .	25	37,50	16	22
Autobusy (20 osobowe) i ciężkie wozy ciężarowe	50	75	32	44
Autobusy (po nad 20 osób) i ciężkie wozy ciężarowe	75	112,50	48	66

W ten sposób, roczna zapomoga państwowa odgrywa wyłącznie rolę zwykłej gwarancji — nie

jest zaś uruchomieniem niezbędnych środków w ścisłym tego słowa znaczeniu.

Jako ekwiwalent za tę gwarancję gospodarczą, Państwo bierze udział w zyskach przedsiębiorstwa, a, celem zabezpieczenia należytej eksploatacji drogi, rezerwuje sobie prawo przeprowadzania w dowolnym czasie inspekcji przez własnych urzędników.

Jakkolwiek Państwo, uznając doniosłe znaczenie budowy dróg samochodowych dla rozwoju i uprzemysłowienia kraju, przyobiecowało, dzięki udzieleniu daleko idącego poparcia, współdziałanie ustawowe i prawne (ex lege i ex contractu), skonstatować jednak wypada, że budowa drogi samochodowej Medjolan — Jeziora jest owocem wyłącznie inicjatywy prywatnej, powstałym z kapitałów prywatnych.

Głównym źródłem dochodowości drogi są opłaty komunikacyjne, zatwierdzone przez Ministerstwo Robót Publicznych, których wysokość uzależniona jest od pojemności wozów i długości odcinków drogi.

Taryfa przejazdowa podana jest obok w tabelce.

(d. n.).

## PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

### METALoznawstwo.

#### Prawo podobieństwa przy próbach odporności na uderzenie.

Badając odporność na uderzenie przy pomocy rozmaitych próbek, widzimy, że praca, potrzebna do złamania, odniesiona do przekroju łamanego (t. j. tak zwana odporność na uderzenie  $kgm/cm^2$ ) zależy od wymiarów próbki. Z badań Stribeck'a wynika, że przy używaniu próbek geometrycznie podobnych, dla których stosunek wymiarów liniowych wynosi  $n$ , całkowita praca łamania wzrasta szybciej niż  $n^2$  i wolniej niż  $n^3$ . Dla materiałów kruchych stosunek pracy łamania jest przytem bliższy do  $n^2$ , a dla materiałów ciągliwych — do  $n^3$ . Z tego wynika, że praca łamania, odniesiona do przekroju łamanego, będzie wzrastać, odniesiona zaś do objętości próbki — będzie maleć ze wzrostem wymiarów próbki. Schülle i Brunner, Moser oraz inni stwierdzili, że praca łamania, odniesiona do objętości materiału, który ulega odkształceniu przy łamaniu, daje wyniki prawie niezależne od wielkości próbki.

Według nowszych badań Moser'a, ma być również praca łamania, odniesiona do przekroju łamanego ( $kgm/cm^2$ ), niezależną od wymiarów próbki, jeżeli przekroje łamane są geometrycznie podobne i mają jednakowe karby.

Ci badacze nie uwzględnili znaczenia rodzaju złomu. Złom może być włóknisty, ciągliwy (Verschiebungsbruch) lub ziarnisty, kruchy (Trennungsbruch). Jak wynika z badań R. Mailänder'a, dla tego ostatniego wypadku praca łamania nie zależy praktycznie od promienia karbu, który przy złomie ciągliwym ma znaczny wpływ. Otrzymańnię jednego lub drugiego typu złomu w tym samym materiale zależy od temperatury badania i zaokrąglenia karbu. Np. przy  $-70^{\circ}$  daje miękka stal wyłącznie złom kruchy, przy  $+95^{\circ}$  wyłącznie złom ciągliwy. Jednak dla temperatury badania  $+20^{\circ}$  otrzymamy złom kruchy, jeżeli promień zaokrąg-

lenia karbu jest mniejszy niż 2 mm. Jeżeli ten promień będzie większy od 2 mm, otrzymamy złom ciągliwy.

Aby zbadać wpływ kształtu karbu oraz wielkości próbki, przeprowadził R. Mailänder szereg badań, do których użył miękkiej stali bessemerowskiej (0,12% C), stali węglistej (0,5% C) i stali chromoniklowej (0,2% C, 1,5% Cr, 4,2% Ni). Próbki miały przekrój kwadratowy, o wielkości boku kwadratu 30, 25, 20, 15 i 10 mm. Na wszystkich próbkach nacięto karb o głębokości równej połowie boku kwadratowego przekroju. Promienie zaokrąglenia karbów wynosiły 10, 6, 4, 2, 0,5 i 0,2 mm.

Dla otrzymania przełomu ciągliwego, stosowano podniesioną temperaturę ( $+95^{\circ}$  i  $+200^{\circ}$ ). Szerog badań ze stałą chromo-niklową przeprowadzono poza tem przy  $+20^{\circ}$ , a ze stałą węglistą przy  $-70^{\circ}$ .

Stwierdzono, że przy przełomie ciągliwym odporność na uderzenie (w  $kgm/cm^2$ ) maleje w sposób ciągły wraz z promieniem karbu, lecz nie dochodzi do zera, dla karbu idealnie ostrego. Zależność ta wyraża się tem silniej, im więcej ciągliwym jest dany materiał, natomiast temperatura badania prawie nie ma wpływu. Dla stałego promienia zaokrąglenia karbu, odporność na uderzenie rośnie, wraz z przekrojem próbki.

Dla wypadku przełomu kruchego, promień zaokrąglenia karbu nie ma znaczenia, a odporność na uderzenie maleje przy powiększeniu przekroju próbki (zaćtem wprost przeciwnie, jak dla przełomu ciągliwego).

Ze swych badań wyciąga Mailänder następujące wnioski o próbach dających przełom ciągliwy:

1) Jeżeli wymiary karbu są proporcjonalne do wymiarów próbki, to odporność na uderzenie ( $kgm/cm^2$ ) rośnie wraz z wielkością próbki, i to tem szybciej, im ciągliwszy jest materiał.

2) Jeżeli promień zaokrąglenia karbu jest stały, a tylko głębokość karbu jest proporcjonalna do wymiarów prób-

ki, to wzrost odporności na uderzenie jest mniejszy niż dla wypadku 1.

Dla materiałów mało ciągliwych lub dla małych przekrojów próbki (bok kwadratowego przekroju < 15 mm), odporność na uderzenie praktycznie nie zależy od wymiarów próbki.

3) Jeżeli zarówno promień zaokrąglenia karbu, jak i jego głębokość jest stała, to odporność na uderzenie jest mniej niezależna od wymiarów próbki, niż dla wypadku 2.

Zatem zasada Moser'a, powiadająca, że odporność na uderzenie nie zależy od wielkości próbki, jeśli karby są jednakowe, a przekroje łamane geometrycznie podobne, sprawdza się w pewnym przybliżeniu tylko w tych wypadkach, gdy mamy złom ciągliwy. (R. Mailänder, St. u. E. 1926, 1752).  
T. M.

**Zastosowanie niklu do tłoczenia**

(„coinage“ — wybijanie monet i t. p.).

Autor podaje przegląd historyczny zastosowania niklu do wytłaczania i trudności spotykane przy zastosowaniu tej obróbki do nikolu. Nikiel czysty oraz jako składnik stopów podwójnych jest szeroko stosowany w ostatnim ćwierćwieczu. Doświadczenia wykazały, że monety i t. p. z czystego niklu więcej są odporne na ścieranie niż srebrne i wykazują taką samą niepodrabialność. (F. R. Barton, J. Inst. Met. 1926, II, str. 121—132).

**Wstępne doświadczenia nad stopami miedź-magnez.**

Sprawozdanie z wstępnych doświadczeń nad otrzymywaniem stopów miedź-glin. Głównym zadaniem tej pracy było opracowanie metody odlewania zdrowych bloczków (prętów) w kokilach wolnych od wewnętrznych pustot o nieutlenionych ściankach. Osiągnięto dobre wyniki, używając metody „podwójnego topienia”, polecanego niedawno przez Archbutt'a dla odlewów glinowych wolnych od „ukłuc”. Podaje się szczegóły zastosowanej metody i typ tygla z otworem spustowym w dnie, dla uniknięcia wtrąceń żużla i topników.

Właściwości tak odlanych prętów — z zawartością do 10% miedzi — są zestawione oraz podane mikro i makrografje, które ilustrują wpływ tego „podwójnego topienia” (W. T. Cook i W. R. D. Jones, J. Inst. Met. 1926, II str. 157—170).

**OBRÓBKA METALI.**

**Teoria frezów \*).**

III. Frez walcowy ze śrubowemi krawędziami tnącemi frezuje jednocześnie kilka zębów, kąt natarcia czoła zęba = λ.

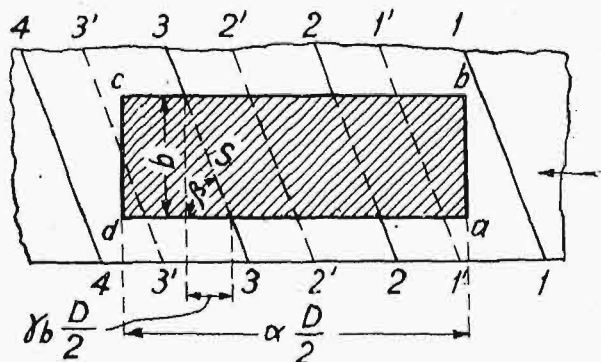
W tym wypadku, krawędź tnąca każdego zęba nie od razu zagłębia się na całej długości, ale stopniowo, i w ten sam sposób opuszcza materiał. Ten frez wywołuje siłę osiową, która dąży do wysadzenia go z obsady.

Liczba zębów *m* jednocześnie pracujących zależy w tym wypadku nie tylko od stosunku  $\frac{a}{\varphi}$ , ale również od głębokości skrawania *g* i od kąta β — pochylenia linii śrubowej względem prostopadłej do osi freza (por. rys. 3, gdzie powierzchnia frezowania jest pokazana w rozwinięciu).

Krawędź tnąca freza wchodzi na powierzchnię *abcd* stopniowo, a liczba zębów działających zmienia się okresowo: np. w pewnej chwili pracują dwa zęby 2—2' i 3—3', w następnej chwili trzy zęby: 1'—1', 2'—2' i 3'—3'.

Różnica między frezem walcowym, z prostolinjowemi krawędziami tnącemi, a frezem walcowym ze śrubowemi krawędziami tnącemi polega na tem, że grubość wióra wzdłuż

zęba freza pierwszego jest wielkością stałą, podczas gdy grubość wióra wzdłuż zęba freza drugiego jest wielkością zmienną. Druga różnica między temi dwoma typami frezów polega na tem, że maksymalny opór frezowania na ząb freza typu pierwszego przypada w chwili, gdy ząb opuszcza materiał, a u freza typu drugiego opór frezowania najpierw rośnie od 0 do pewnego maximum, później zatrzymuje się na tem maximum i wreszcie zaczyna stopniowo zmniejszać się do 0. Ta ostatnia własność freza walcowego ze śrubowemi krawędziami tnącemi wpływa znacznie na zmniejszenie się wstrząsów, a stąd i okresowa zmienność mocy samego frezowania jest znacznie mniejsza, niż u freza walcowego z prostolinjowemi krawędziami tnącemi.



Rys. 3.

Na rys. 3 kąt β jest pochyleniem linii śrubowej, a kąt γb jest kątem frezowania, odpowiadającym szerokości materiału *b*. W tym wypadku będziemy mieli dla długości krawędzi tnącej *s* zęba:  $s = b : \sin \beta$ , gdzie  $b = (\gamma_b \cdot \text{tg} \beta \cdot D) : 2$ . skąd

$$\gamma_b = \frac{2 \cdot b}{D \cdot \text{tg} \beta} \dots \dots \dots (15)$$

$$\frac{D}{2} \cdot \text{tg} \beta = \frac{b}{\gamma_b} \dots \dots \dots (16)$$

Droga od punktu *s*, odpowiadającego kątowi φ (rys. 4) do najbliższego punktu wzdłuż krawędzi tnącej wyrazi się równaniem  $ds = ab : \sin \beta$ , gdzie  $ab = (\text{tg} \beta \cdot d\psi \cdot D) : 2$ . Po podstawieniu, otrzymamy  $ds = (D \cdot d\psi) : 2 \cos \beta$ .

Grubość wióra w punkcie *s* będzie:  $g = (p \sin \beta \sin \psi) : n.z.$  czyli

$$g (\text{max}) = \frac{p}{n \cdot z} \sin \beta \sin \alpha \dots \dots \dots (17)$$

Za nieskończenie mały przekrój poprzeczny wióra można uważać

$$g \cdot ds = \frac{pD}{2} \text{tg} \beta \frac{p}{n \cdot z} \sin \psi \cdot d\psi \dots \dots \dots (18)$$

Biorąc pod uwagę równanie (16), otrzymamy

$$g \cdot ds \frac{b}{\gamma_b} \cdot \frac{p}{n \cdot z} \sin \psi \cdot d\psi \dots \dots \dots (19)$$

Na krawędź tnącą długości *ds* działa opór frezowania w kierunku stycznym  $dS'_t$  i w kierunku normalnym  $dN'_t$ . Opór frezowania styczny równy jest poprzecznemu przekrowi wióra, pomnożonemu przez opór właściwy frezowania *K<sub>f</sub>*.

$$dS'_t = K_f \cdot g \cdot ds = \frac{K_f \cdot b \cdot p}{n \cdot z} \frac{1}{\gamma_b} \sin \psi \cdot d\psi \dots \dots (20)$$

Co do oporu frezowania normalnego, to prof. Sawin zakłada również i tutaj, że

$$dN'_t = dS'_t.$$

Jeżeli kąt natarcia czoła zęba jest λ, to ciśnienie  $dS'_t$  dzieli się na dwie składowe: jedną w kierunku stycznym do krawędzi tnącej zęba  $dS'_t \cos \lambda$ , a drugą w kierunku prostopadłym do pierwszej i równą  $dS'_t \sin \lambda$ .

\*) Dokończenie do str. 247, № 11, 1927.



Weźmy prostokątny układ współrzędnych, którego osie  $x$  i  $y$  leżą w płaszczyźnie prostopadłej do osi freza, a oś  $z$  jest równoległa do osi freza. Rzuty sił działających na frez na ten układ współrzędnych będą następujące; siła styczna na oś  $y$

$$dS_t = dS'_t \cos \lambda \sin \beta, \dots (21)$$

Siła normalna na oś  $x$

$$dN_t = dN'_t - dS'_t \sin \lambda \sin \beta = dS'_t (1 - \sin \lambda \sin \beta) \dots (22)$$

Siła osiowa na oś  $z$

$$dV_t = dS'_t \cos \beta \dots (23)$$

Moment skracający frez (21 i 20) od jednego zęba

$$dM_{to} = \frac{D}{2} \cdot \frac{K_t b p}{n z} \cos \lambda \sin \beta \cdot \frac{1}{\gamma b} \sin \psi d\psi \dots (24)$$

$$M_{to} = \frac{D}{2} \cdot \frac{K_t \cdot b \cdot p}{n \cdot z} \cos \lambda \sin \beta \frac{1}{\gamma b} \int_{\psi_1}^{\psi_2} \sin \psi d\psi \dots (25)$$

Oznaczmy wyraz

$$\frac{1}{\gamma b} \int_{\psi_1}^{\psi_2} \sin \psi d\psi = -\frac{\cos \psi_2 - \cos \psi_1}{\gamma b} = B_i \dots (26)$$

to

$$M_{to} = \frac{D}{2} \cdot \frac{K_t \cdot b \cdot p}{n \cdot z} \cos \lambda \sin \beta \cdot B_i$$

Całkowity moment skracający  $M_o$  jest równy sumie algebraicznej momentów skracających wszystkich zębów pracujących jednocześnie, t.j.

$$M_o = \sum_i^m M_{to} = \frac{D}{2} \cdot \frac{K_t \cdot p \cdot b}{n \cdot z} \cos \lambda \sin \beta \sum_i^m B_i \dots (28)$$

Aby obliczyć  $M_i$ , trzeba wykonać całkowanie dla wszystkich zębów pracujących jednocześnie w różnych położeniach i znaleźć w ten sposób maximum i minimum  $M_i$ . Praktycznie nie będzie błędem, jeżeli przyjmiemy, że maximalny  $M_i$  odpowiada chwili wejścia krawędzi tnącej zęba na skrajny punkt linii  $ab$  (rys. 3), t. j.  $a$ .

Moment gnący  $M_g$ , działający na stopień freza, otrzymuje się jako suma wszystkich momentów gnących wypadkowej  $P$  w płaszczyźnie  $x-y$  i wypadkowej  $V$  - wszystkich sił osiowych, t. j.

$$M_g = M_{Pg} \pm M_{Vg} \dots (29)$$

Moment gnący  $M_{Vg}$  jest ujemny, jeżeli siły osiowe mają tendencję wysadzenia freza z jego obsady.

$$M_{Pg} = Pl, M_{Vg} = V \cdot \frac{D}{2}$$

Z równań (20, 23 i 26) otrzymamy, że

$$V = \sum V_t = \cos \beta \sum_1^m \left( \int_{\psi_1}^{\psi_2} dS'_t \right) = \frac{K \cdot b \cdot p}{n \cdot z} \cos \beta \sum_1^m B_i \dots (30)$$

a siła wypadkowa w płaszczyźnie  $x-y$

$$P = \sqrt{X^2 + Y^2} \dots (31)$$

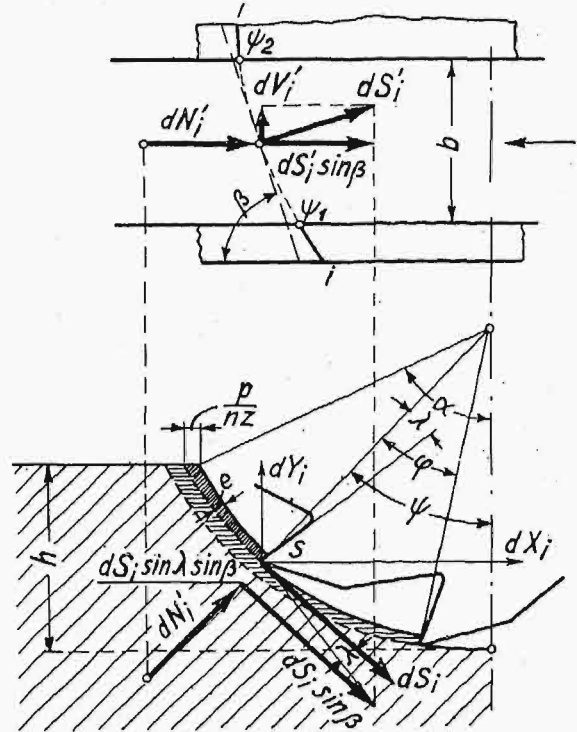
gdzie  $X$  i  $Y$  są siłami wypadkowymi w kierunku osi współrzędnych  $x$  i  $y$  (rys. 4)

$$X = \sum_1^m X_i = \sum_1^m \left( \int_{\psi_1}^{\psi_2} X_i \right)$$

$$Y = \sum_1^m Y_i = \sum_1^m \left( \int_{\psi_1}^{\psi_2} Y_i \right)$$

$$\begin{aligned} dX_i &= dS_i \cos \psi + dN_i \sin \psi = \\ &= dS'_i \cos \lambda \sin \beta \cos \psi + dS'_i (1 - \sin \lambda \sin \beta) \sin \psi \\ dY_i &= dN_i \cos \psi - dS_i \sin \psi = \\ &= dS'_i (1 - \sin \lambda \sin \beta) \cos \psi - dS'_i \cos \lambda \sin \beta \sin \psi \end{aligned}$$

Po scałkowaniu i podstawieniu do równania za  $X, Y$  i  $P$ , otrzymamy, że



Rys. 4.

$$\begin{aligned} M_g &= \frac{K b p}{n \cdot z} \left\{ l \sqrt{(u^2 + w^2) \left[ \left( \sum_1^m C_i \right)^2 + \left( \sum_1^m E_i \right)^2 \right]} \pm \right. \\ &\quad \left. \pm \frac{D}{2} \cos \beta \sum_1^m B_i \right\} \dots (32) \end{aligned}$$

gdzie

$$u = \cos \lambda \sin \beta \dots (33)$$

$$w = 1 - \sin \lambda \sin \beta \dots (34)$$

$$C_i = \frac{\sin^2 \psi_2 - \sin^2 \psi_1}{2 \gamma b} \dots (35)$$

$$E_i = \frac{-\frac{1}{4} (\sin 2 \psi_2 - \sin 2 \psi_1) + \frac{1}{2} (\psi_2 - \psi_1)}{\gamma b} \dots (36)$$

$$B_i = \frac{\cos \psi_1 - \cos \psi_2}{\gamma b} \dots (37)$$

Moment zastępczy

$$M_z = 0,1 (0,35 M_g + 0,65 \sqrt{M_g^2 + M_o^2}) \dots (10)$$

Średnica trzona freza

$$d = 0,228 \sqrt[3]{M_z (max)} \dots (11)$$

Przykład 3:  $D = 40 \text{ mm}$ ;  $d = 40 \text{ mm}$ ;  $z = 9$ ;  $\beta = 70^\circ$ ;  $\lambda = 10^\circ$ ;  $n = 200 \text{ obr/min}$ ;  $h = 3 \text{ mm}$ ;  $b = 80 \text{ mm}$ ;  $p = 100 \text{ mm/mi a}$ ;  $l = 100 \text{ mm}$ ;  $k_g = 850 \text{ kg/cm}^2$ ;  $K = 104 \text{ kg/mm}^2$  (stal).

Otrzymujemy:  $\cos \alpha = 0,85$  (wg. wzoru 1);  $\alpha = 32^\circ$  (2);  $\psi = 40^\circ$  (3);  $\gamma_b = 83^\circ$  (15);  $g (max) = 0,028 \text{ mm}$ ;  $K_t = 460 \text{ kg/mm}^2$  \*);  $K_t p b : n z = 2045$ ;  $u = 0,925$  (33);  $w = 0,837$  (34);  $\sum_1^m B_i = (\cos 0^\circ - \cos 4^\circ + \cos 0^\circ - \cos 32^\circ + \cos 0^\circ - \cos 32^\circ) : 1,45 = 0,21$  (32, 37);  $\sum_1^m C_i = (\sin^2 4^\circ - \sin^2 0^\circ + \sin^2 32^\circ - \sin^2 0^\circ + \sin^2 32^\circ - \sin^2 0^\circ) : 2 \cdot 1,45 = 0,20$  (32, 35);  $\sum_1^m E_i = [(\sin 0^\circ - \sin 8^\circ + \sin 0^\circ -$

\*)  $K_t = 1,8 K : \sqrt[4]{g (max)} = 1,8 \cdot 104 : \sqrt[4]{0,028} = 460 \text{ kg/mm}^2$ .

—  $\sin 64^\circ + \sin 0^\circ - 64^\circ + (4 - 0 + 32 - 0 + 32 - 0) 2\pi$ ;  
 $: 180 : 4 \cdot 1,45 = 0,08$  (32, 36);  $M_0 = 7900 \text{ kgmm}$  (28);  $M_g =$   
 $= 51600 \text{ kgmm}$  (32);

$M_z = 5200 \text{ kgcm}$  (10);  $d \geq 40 \text{ mm}$  (11);  $N = 0,22 \text{ KM}$  (7).

Wyniki obliczeń wedł. powyższych wzorów były potwierdzone doświadczeniami z frezami ze stali szybko tnącej, na różnych materiałach, tak do obróbki zgruba, jak i do obróbki ostatecznej.

Próby z frezami jednostronnie zamocowywanymi wykazują, że frezy te łamią się przy naprężeniu  $R_g = 10500 - 12000 \text{ kg/cm}^2$ . Wobec tego przyjmujemy dopuszczalne naprężenie na zginanie  $= 850 \text{ kg/cm}^2$ .

Przy frezowaniu należy pamiętać, że opór właściwy frezowania przy małych grubościach wióra jest o wiele większy, niż przy skrawaniu. Ten opór właściwy bierzemy do frezowania w stosunku do maksymalnej grubości wióra  $g = (p \sin \alpha \sin \beta) : n z$  i w stosunku do wytrzymałości materiału frezowanego. Cały szereg doświadczeń wykazał, że dla celów praktycznych wystarczy przyjąć opór własc. frezowania

$$K_f = 1,8 K : \sqrt[3]{g \text{ (max)}} \text{ dla stali,}$$

$$= 58 : \sqrt[3]{g \text{ (max)}} \text{ „ żelaza miękkiego,}$$

$$= 82 : \sqrt[3]{g \text{ (max)}} \text{ „ „ śr. twardości,}$$

$$= 115 : \sqrt[3]{g \text{ (max)}} \text{ „ „ twardego.}$$

Doświadczenie również wykazuje, że frez walcowy z prostolinjowemi krawędziami tnącymi zużywa 2,5 razy więcej energii niż frez ze śrubowemi krawędziami tnącymi, a moment gnący zastępczy jest 2,8 razy większy niż u freza śrubowego.

A. L.

## PALIWO.

### Gaz ziemny we Francji.

W ostatnich latach odkryto drogą liczących wierceń w miejscowości Vaux, niedaleko Lyonu, zasoby gazu ziemnego na głębokości ok 220 m. Pierwsze źródło gazu dawalo w ciągu pierwszych dni 200 tys.  $m^3$  gazu na dobę. Ciśnienie wzrosło w ciągu 10 minut do 10 at i utrzymuje się teraz na wysokości 14 at. Dalsze wiercenia są w toku. Gaz składa się w 80% z metanu, 11% — in. węglowodorów, 5,1% —  $N_2$  i 2,8%  $CO_2$ , wart. opał jego wynosi 9500 Kal. Po obniżeniu ciśnienia do 100 mm sł. wody, gaz jest dostarczany do gazowni odległej o 9 km (Ambérieu) i huty szklanej, rurociągami z rur Mannesmann'owskich  $\varnothing 150 \text{ mm}$ . Skraplająca się w rurociągu woda i olej są usuwane zapomocą specjalnych garczków kondensacyjnych. Część gazu spręża się do 150 at i ładuje do butli stalowych. Przed doprowadzeniem do gazowni i huty, odciąga się z gazu w urządzeniach absorbcyjnych, zapomocą węgla aktywnego, węglowodory kondensujące się. W ten sposób wart. opał. gazu obniża się b. nieznacznie, natomiast uzyskuje się 30 l benzyny z każdego 1000  $m^3$  gazu (Le Génie Civ. 90 (1927) 99).

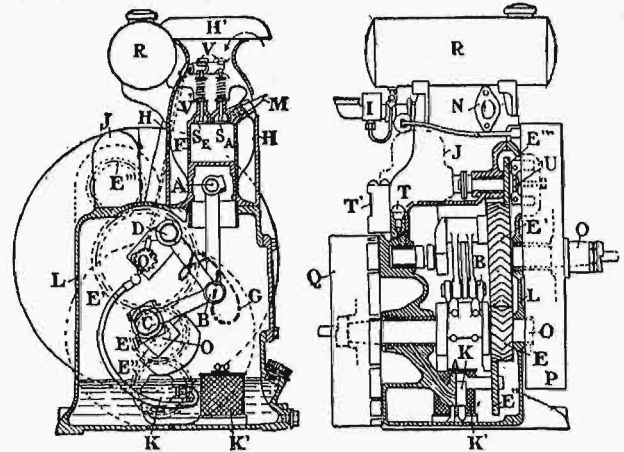
## SILNIKI SPALINOWE.

### Silnik Andreau.

Typ tego silnika był już opisany w swoim czasie w „Przeglądzie Technicznym“.<sup>1)</sup> Obecnie zakł. Citroën przystąpiły do budowy udoskonalonego nieco tego typu silnika, jako stałego. Jak wiadomo, zasadniczą jego cechą jest różna długość każdego z 4-ch suwów, uzyskiwana przez odp. ustrój korbowodu, którego łeb opisuje krzywą rodzaju lemniskaty (rys. 1).

Dokomane niedawno badania silnika Andreau o mocy 4,35 KM wykazały zużycie benzyny 174 g/KM i temperaturę smaru po 3 1/2 godz. biegu 58° C.

<sup>1)</sup> Przegl. Techn. t. 63 (1925), str. 125—127.



Rys. 1. Przekrój silnika Andreau.

BC, BD — dodatkowe dźwignie mechanizmu korbowodu;  
 E, E' — koła zębate łączące osie O i O', E'', E''' — przekł. do napędu pompy i magneta, K — pompa paliw., K' — filtr.

Artykuł omawiany opisuje i inne zalety tego ustroju, wskazując zarazem, że moc ok. 4,5 KM wybrano do produkcji na tej podstawie, że taki silnik znajduje największe zapotrzebowanie w rolnictwie. (Le Génie Civ., t. 89, str. 503—504).

## ŻEGLUGA.

### Nowy statek o wirujących żaglach walcowych\*).

Dla dalszego badania możliwości zastosowania konstrukcji żagli wirujących Flettnera, zamówił rząd niemiecki nowy statek, wyposażony w tego rodzaju napęd, mający na celu obsługę marynarki wojennej we Wshodnich Prusach. Statek rozwija przy napędzie zapomocą śmigła (bez żagli) 10 węzłów szybkości, zużywając 1060 KM mocy. Silniki (dwa) główne są czterosuwowe konstrukcji fabryki MAN po 530 KM przy 300 obr./min i połączone są z wałem napędnym zapomocą przekładni hydraulicznej „Vulcan“, zmniejszającej ilość obrotów do 80.

Jako napęd dodatkowy, projektowano początkowo jeden żagiel Flettnerowski o wysokości 28 m i 7 m średnicy. Atoli powstały przy projektowaniu duże trudności z umieszczeniem tak dużego walca, zastosowano więc 3 walce po 4 m i 17 m wysokości, dające łącznie 204  $m^2$  powierzchni, obliczone na parcie max. 4000 kg. Do napędu każdego walca służy silnik prądu stałego o mocy 41 KM, z przekładnią zębatą i sprzęgłem kłowym. Liczba obrotów silnika wynosi 1050, walca — 160 obr./min. Silnik, ustawiony wewnątrz walca, napędza wał pionowy, na którym jest osadzona tarcza pozioma (na 2/3 wysokości), niósąca ciężar osłony walca, wykonanej z blachy ze stopu „lantal“ ( $\gamma = 2,8$ ) o grubości 1,2 mm, usztywnionej wewnętrzną konstrukcją kratową (9 kratownic pionowych). Próbné jazdy dały jakoby wyniki zadawalające, artykuł jednak ich nie wymienia, zaznaczając zarazem, że do oceny żagli walcowych potrzebne byłoby dłuższe doświadczenie z praktyki użycia tego rodzaju statków (V. D. I. t. 71 (1927), str. 118—121).

## Kronika.

### Kongres w sprawie upłynniania węgla.

Po odbytych w końcu r. 1926 pierwszym Kongresie w sprawach przeróbki i uszlachebniania węgla, ma nastąpić drugi takiż Kongres w listopadzie 1928 r., znów w Pittsburgu. Na Kongresie mają być dyskutowane wszystkie doświadczenia i wynalazki dokonane w międzyczasie.

<sup>1)</sup> Por. Przegl. Techn. t. 63 (1925), str. 33—34.

# SPRAWOZDANIA I PRACE POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

## BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE L'ÉNERGIE

## T R E Ś Ć:

Zebranie sekcyjne konferencji energetycznej  
w Bazylei 31 sierpnia—8 września 1926 r.

## WARSZAWA

6 KWIETNIA  
1927 r.

## S O M M A I R E:

Session spéciale de la Conférence Mondiale  
de l'Énergie à Bâle. Rapport de la délé-  
gation polonaise (à suivre).

## Zebranie sekcyjne Konferencji Energetycznej w Bazylei, 31-go sierpnia—8-go września 1926 r.<sup>1)</sup>

### I. PRACE KOMITETU WYKONAWCZEGO.

Komitet Wykonawczy odbył posiedzenia plenarne dwa razy: 30 sierpnia, przed otwarciem zebrań Sesji Specjalnej w Bazylei, i 7 września, przed jej zamknięciem.

## A.

W pierwszym posiedzeniu, dnia 30 sierpnia, wzięło udział 36 osób, które reprezentowały 23 kraje. Przewodniczył p. D. N. Dunlop, protokół prowadził p. M. W. Burt. Na wniosek p. Dunlop'a, jednogłośnie uchwalono zaprosić Dr. Ed. Tissot'a z Szwajcarii na wiceprzewodniczącego Komitetu Wykonawczego podczas Sesji Bazylejskiej, z udziałem w pracach Komitetu Wykonawczego. Po zatwierdzeniu protokołu posiedzenia Komitetu z lipca 1925 r. w Londynie, Dr. Ed. Tissot złożył sprawozdanie o organizacji Zebrania Sekcyjnego w Bazylei.

Po załatwieniu kwestyj formalnych, rozpatrzono następujące sprawy:

1. Ustalenie norm pomiaru sił w o d n y c h. Przewodniczący zakomunikował, że zgodnie z uchwałą posiedzenia londyńskiego z r. 1925 został rozesłany do wszystkich Komitetów Narodowych projekt Komitetu Kanadyjskiego, oraz że otrzymał pismo sekretarza Międzynarodowej Komisji Elektrotechnicznej z zawiadomieniem, że Komisja ta zdecydowała początkowo skupić uwagę na opracowaniu norm badania turbin i dopiero po skończeniu pracy tej, zająć się kwestją ustalenia norm pomiarów sił wodnych. Wobec tego Przewodniczący zaproponował, ażeby odpowiednie dane, posiadane obecnie przez Komitety Narodowe, były zebrane w Biurze Centralnym, a następnie przesłane do Międzynarodowej Komisji Elektrotechnicznej, z prośbą o szczegółowe ich rozpatrzenie oraz o jak najszybsze włączenie tej sprawy do zakresu czynności Komisji; pozatem Komitety Narodowe mogą składać swoje wnioski do rozpatrzenia w innych organizacjach. Wniosek Przewodniczącego został jednogłośnie przyjęty.

2. Statut Konferencji. Przewodniczący zakomunikował, że zgodnie z uchwałą zebrania londyńskiego Kom. Wyk. z roku 1925, został rozesłany do wszystkich Komitetów Narodowych szkic statutu do rozpatrzenia oraz poczynienia od-

powiednich zmian i ulepszeń, lecz że obecnie uważa jeszcze za niemożliwe przedstawienie tego szkicu w innej stylizacji, aniżeli uprzednia, pomimo otrzymania uwag od poszczególnych Komitetów. Na wniosek p. Merill'a (St. Zjedn.), poparty przez p. prof. Matschoss'a (Niemcy), uchwalono jednogłośnie polecić rozpatrzenie szkicu statutu Komisji w składzie przedstawicieli: Francji (pp. Magnier i Génissieu), Niemiec (prof. Matschoss), Anglii (p. Dunlop), Włoch, Holandji (p. Bellaar Spruyt), Szwecji (pp. Hansen i Velander), Szwajcarii (pp. Tissot i Zangger) i Stanów Zjednoczonych (p. Merrill). Komisja otrzymała prawo kooptacji i miała złożyć sprawozdanie na następnym posiedzeniu Komitetu, a przedstawiciele krajów, zgłaszających wnioski, mogli je składać bezpośrednio Komisji.

3. Pismo Światowej Konferencji Energetycznej. Przewodniczący oświadczył, że odpowiedzi otrzymane od Komitetów Narodowych w sprawie wydawania specjalnego pisma Konferencji nie pozwoliły na opracowanie projektu, który możnaby złożyć do rozważenia Komitetowi, wobec czego zaproponował wspólnie z p. Kaelin'em (Kanada) odłożenie tej sprawy na 12 miesięcy, co też jednogłośnie przyjęto.

4. Uzgodnienie działalności organizacji międzynarodowych. Po krótkiej dyskusji, uchwalono jednogłośnie rozpatrzenie wniosku złożonego w tej sprawie przez Polski Komitet Narodowy polecić Komisji, wybranej dla opracowania statutu, zapraszając przedstawiciela Polski na odpowiednie posiedzenie.

5. Termin i miejsce przyszłej Konferencji Plenarnej. Rozpatrzenie tej sprawy odłożono do następnego posiedzenia, wskutek nieobecności przedstawiciela Włoch.

6. Sesja specjalna w Londynie w 1928 rroku. P. Dunlop zwrócił się w imieniu Brytyjskiego Komitetu Narodowego z prośbą o wyznaczenie Sesji Specjalnej w Londynie w 1928 roku dla omówienia zagadnień paliwa. Poszczególni członkowie wskazywali na liczne konferencje międzynarodowe, jakie się mają odbyć w r. 1926, 1927, 1928 i 1929. Po dyskusji, na wniosek p. Merill'a (Stany Zjednoczone), podtrzymany przez prof. Matschoss'a (Niemcy), uchwalono, przy 2 głosach przeciwnych, powołanie Komisji Specjalnej dla wyjaśnienia, czy zwołanie tej Sesji jest pożądane, oraz dla opracowania programu jej zajęć. Do Komisji zostali wybrani przedstawiciele:

<sup>1)</sup> Sprawozdanie Delegacji Polskiej na Zebranie Sekcyjne Kom. Energetycznej.



Belgji (p. Delmer), Francji (p.p. Magnier, Legouez i Genissieu), Niemiec (prof. Matschoss), Anglii (pp. Dunlop i Fottrell), Holandji (pp. Bellaar Spruyt i van Staveren), Węgier (p. Verebely), Japonji (p. Kamo), Polski (p. Tołłoczko) i Rumunji (p. Busila).

## B.

Drugie posiedzenie Komitetu Wykonawczego odbyło się 7 września przy udziale 36 osób, które reprezentowały 27 krajów. Przewodniczył p. Dunlop, protokół prowadził p. Burt. Rozpatrzono sprawy następujące:

1. Statut Konferencji. Na wniosek p. Dunlop'a, podtrzymany przez p. Merill'a (St. Zjadn.), przyjęto jednogłośnie uchwałę Komisji Specjalnej, wybranej na posiedzeniu 30 sierpnia, treści następującej: „Ponieważ statut był przesłany wszystkim krajom uczestniczącym w konferencji z prośbą o wypowiedzenie się i ponieważ różne propozycje zmian były złożone i rozpatrzone w Komisji, wybranej przez Międzynarodowy Komitet Wykonawczy na posiedzeniu 30 sierpnia, uchwalono: a) że statut, poprawiony przez Komisję, po rozpatrzeniu pisemnych oświadczeń poszczególnych krajów co do przesłanego im szkicu, należy przyjąć jako konstytucję Światowej Konferencji Energetycznej, podlegającą zatwierdzeniu przez poszczególne kraje na najbliższym zebraniu Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego; b) że poprawiony na obecnym zebraniu statut ma być wydrukowany w trzech językach: angielskim, francuskim i niemieckim i c) że zmiany, proponowane przez Sesję Specjalną w Bazylei, a co do których żadnych uwag nie zgłoszono uprzednio, mają być złożone do rozpatrzenia Komitetów Narodowych i przedstawione na najbliższe zebranie Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego.

2. Biuro Centralne. Na wniosek p. Hansen'a (Szwecja), podtrzymany przez prof. Matschoss'a (Niemcy), przyjęto (przy wstrzymaniu się od głosowania p. Kaelin'a, del. Kanady) uchwałę Komisji Statutowej treści następującej: „Biorąc pod uwagę wnioski, złożone przez Komitet Narodowy Kanadyjski, oraz poglądy innych uczestniczących w Konferencji krajów, co do Biura Centralnego, których znaczna większość uznała konieczność istnienia Biura Centralnego ze względu na prace, przydzielane przez zebrania Sekcji Specjalnych pomiędzy Konferencjami Plenarnymi, oraz wobec potrzeby utrzymywania instytucji dla wymiany wiadomości pomiędzy krajami i t. p., uchwalono, że: a) Biuro Centralne należy utrzymywać, jak to jest przewidziane w par. 8 i 9 statutu; b) czasowo, dopóki nie będzie powzięta inna uchwała, należy uważać kwotę 1000 funt. st. jako fundusz potrzebny rocznie na utrzymanie tego Biura; c) Komitety Narodowe i uczestniczące kraje powinny wpłacać dobrowolnie na fundusz powyższy takie składki roczne, jakie uznają dla siebie za pożądane, ze względu na własne zainteresowanie pracami Międzynarodowej Konferencji Energetycznej i ze względu na stosunkową ważność dla każdego z nich całokształtu zagadnień, związanych z rozwojem źródeł energii (pierwsza dobrowolna składka ma nastąpić na rok 1927); d) dla orientacji Komitetów Narodowych i przedstawicieli poszczególnych krajów, Międzynarodowy Komitet Wyko-

nawczy zaleca, by wysokość dobrowolnej składki rocznej była dostosowana do skali następującej: 50, 30, 20 i 10 funt. st., wedł. wyboru poszczególnych krajów; e) sprawozdanie o wpływach i wydatkach powinno być składane corocznie Międzynarodowemu Komitetowi Wykonawczemu i po zatwierdzeniu przesyłane każdemu z uczestniczących w Konferencji krajów.”

3. Uzgodnienie działalności organizacji międzynarodowych. Na wniosek Dr. Tissot'a (Szwajcaria), podtrzymany przez prof. Matschoss'a (Niemcy), przyjęto jednogłośnie uchwałę, opracowaną przez wybraną 30 sierpnia Komisję, treści następującej: „Komisja powołana dla rozpatrzenia wniosku Polskiego Komitetu Narodowego uważa, że w celu szerszego współdziałania międzynarodowego, co jest gorącym życzeniem Światowej Konferencji Energetycznej, należy uchwalić następującą decyzję: po rozpatrzeniu wniosków, złożonych przez Polski Komitet Narodowy, sprawę należy przekazać Komitetom Narodowym, z prośbą o porozumienie się z tych Komitetów z poważnymi organizacjami międzynarodowymi, których Biura Centralne mieszczą się w danych krajach, a których zadania są zbliżone do zadań Światowej Konferencji Energetycznej, i o zaproszenie tych organizacji do współpracy, w ramach, wskazanych przez Polski Komitet Narodowy; każdy Komitet Narodowy ma zawiadomić Biuro Centralne w Londynie w ciągu sześciu miesięcy o wyniku swych starań, w celu osiągnięcia współdziałania. Przewodniczący Komitetu ma przedłożyć sprawozdanie w całej sprawie na najbliższym zebraniu Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego.

4. Zebranie Sekcyjne w Londynie w r. 1928. Na wniosek p. Fottrell (Anglija), podtrzymany przez p. Busila (Rumunja), powzięto jednogłośnie uchwałę proponowaną przez odnośną Komisję: „Komisja wybrana przez Międzynarodowy Komitet Wykonawczy dla oceny potrzeby odbycia zebrania sekcyjnego, poświęconego zagadnieniom paliwa, zaleca, ażeby zebranie takie odbyło się we wrześniu 1928 r. w Londynie. W Związku z tem, Komisja składa Komitetowi ułożony w ogólnych zarysach program, mogący służyć za podstawę do opracowania programu szczegółowego przez Brytyjski Komitet Narodowy.”<sup>2)</sup>

P. Gonzalez Quijano (Hiszpanja) podniósł kwestję możliwości odbycia zebrania sekcyjnego w Sewilli. Uchwalono prosić Hiszpański Komitet Narodowy, po naradzie z Biurem Centralnym, o złożenie na piśmie swych wniosków Przewodniczącemu, dla rozpatrzenia na najbliższym zebraniu Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego.

5. Uchwały przyjęte przez Sekcje Konferencji. Komitet rozpatrzył uchwały sekcji, zgodnie z postanowieniem Londyńskiego zebrania Komitetu w czerwcu 1924 r., które głosi, że żadne uchwały nie mogą być przedstawiane Konferencji bez uprzedniej zgody Komitetu Wykonawczego. Na zasadzie uchwał poszczególnych sekcji, Komitet Wykonawczy zatwierdził:

<sup>2)</sup> Program ten (tymczasowy) był już zamieszczony w Nr 9 Przegl. Techn. z r. ub. w dziale „Sprawozdania i Prace P. K. En.” na str. 196 — 36 En.

a) Sześć uchwał sekcji A, które podane zostaną niżej.

b) Jedną uchwałę sekcji D.

c) Pierwszą uchwałę sekcji B w kwestji statystyki źródeł energii. Druga uchwała sekcji B była złożona Komitetowi zbyt późno i nie została rozpatrzona, wobec czego obecnie podaje się ją Konferencji do wiadomości, a następnie będzie ona umieszczona na porządku dziennym najbliższego zebrania Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego.

Wspomniane uchwały przedstawił Komitet do aprobaty Konferencji podczas zebrania końcowego w dniu 8 września i uchwały te zostały przez Konferencję przyjęte.

6. Podziękowanie Prezesowi Konferencji. Komitet Wykonawczy jednogłośnie uchwalił, ażeby dr. Tissot, przewodniczący Szwajcarskiego Komitetu Narodowego, zaproponował na Zebraniu końcowem przesłanie Prezesowi Konferencji, lordowi Derby, w odpowiedzi na jego pozdrowienie, następującego oświadczenia w imieniu zebranych delegatów 38 krajów: „Konferencja podziela nadzieję swego Prezesa, że jej prace mogą poniekąd przyczynić się do całkowitego odnowienia wzajemnego zrozumienia się pomiędzy narodami świata”. Wniosek ten został przyjęty przez zebranie końcowe.

7. Uchwały ogólne. Komitet plenarny uchwalił przedstawić na zebraniu końcowem wniosek o wyrażenie podziękowania wszystkim autorom referatów, przewodniczącemu Konferencji sprawozdawcom i przewodniczącym sekcji, tłumaczom, a specjalnie ze organizację zebrania dr. Tissot'owi, sekretarzom dr. Huebscher'owi i p. Zangger'owi, członkom Szwajcarskiego Komitetu Narodowego, Rządowi Federacji Szwajcarskiej, Rządowi kantonu m. Bazylei, kolejom szwajcarskim i innym, oraz paniom z Komitetu Bazylejskiego, które zaopiekowały się paniami, przybyłymi na Konferencję, a wreszcie przedstawicielom i sekretarzom Komitetów Narodowych. Wniosek ten został przyjęty przez zebranie końcowe.

8. Czas i miejsce drugiej Światowej Konferencji Energetycznej. P. Jacobini (Włochy) złożył zawiadomienie, otrzymane od prof. Soleri, z wyrażeniem zgody na propozycję odbycia drugiej Konferencji Energetycznej w Rzymie w 1930 r.; w tym celu pp. Semenza i Sartori porozumieją się z Rządem Włoskim i odpowiednimi organizacjami, a o wyniku zawiadomienia Biuro Centralne w grudniu. Prof. Soleri zwrócił uwagę, że w 1927 r. odbędzie się w Como uroczystość ku uczczeniu stułetniej rocznicy śmierci Volty.

Komitet Wykonawczy postanowił wyrazić podziękowanie delegatom Włoch i odłożyć opracowanie programu drugiej Konferencji do czasu otrzymania ostatecznej odpowiedzi (w grudniu 1926).

9. Czas i miejsce następnego zebrania Komitetu Wykonawczego. Komitet wyraził nadzieję, że następne zebranie Komitetu może uda się urządzić w Como, lub w pobliżu tegoż, we wrześniu 1927, podczas uroczystości na cześć Volty.

Na tem obrady Komitetu zakończono.

## II. ORGANIZACJA ZEBRANIA.

Komitet organizacyjny. Pierwszą Sesję Specjalną Światowej Konferencji Energetycznej zwołano do Bazylei na wniosek Szwajcarskiego Komitetu Narodowego, z okazji urzędzenia w tem mieście w lecie 1926 r. (od 1 lipca do 15 września) Międzynarodowej Wystawy Żegluga Śródlądowej i Sił Wodnych. Sesja odbyła się w okresie od 31 sierpnia do 8 września. Bezpośrednim organizatorem Kongresu był Szwajcarski Komitet Energetyczny ze swym prezesem p. dr. E. Tissot'em, dyrektorem banku bazylejskiego „Banque Suisse des chemins de fer” na czele. Sekretarzem kongresu był p. dr. C. P. Huebscher.

Sfinansowanie Kongresu. Środków finansowych, dość poważnych, na zorganizowanie Kongresu dostarczyły banki, trusty, przedsiębiorstwa przemysłowe, zakłady hydroelektryczne, związki gospodarcze i inne organizacje szwajcarskie, przy bardzo wydatnej subwencji od Rządu związkowego.

Skład Kongresu. Na kongres zapisało się około 600 uczestników z 39 krajów (w tej liczbie 26 europejskich). Najliczniej była reprezentowana Szwajcaria, z której liczba delegatów wyniosła 134. Dalej szły następujące kraje:

Niemcy 117 delegatów; Francja 38; Wielka Brytania 33; Czechosłowacja 30; Austria 29; Japonia 20; Szwecja 16 i t. d.

Skład delegacji polskiej. Z Polski na Kongres przybyło 8 osób. Przewodniczącym delegacji polskiej był p. inż. L. Tołłoczko, prezes Polskiego Komitetu Energetycznego.

Prócz niego byli obecni pp.:

W. Cywiński, inż. (Minist. Spraw Wewnętrznych); p. T. Czaplicki, inż.; p. J. Łopuszański, prof. Politechniki Lwowskiej; p. Cz. Skotnicki, prof. Politechniki Warszawskiej; p. T. Tillinger, inż. (Minist. Rob. Publ.); p. W. Weker, inż. (Minist. Kolei).

Sekcje Kongresu. Zgodnie z programem obrad, ustalonym zgóry, Kongres podzielono na pięć sekcji. Tematem prac tych sekcji były następujące zagadnienia:

- A) Zużytkowanie sił wodnych a żegluga wewnętrzna.
- B) Wymiana energii elektrycznej między krajami.
- C) Zależność gospodarcza między energią wodną a cieplną.
- D) Zastosowanie elektryczności w rolnictwie.
- E) Elektryfikacja kolei.

Referaty. Ogółem na kongres zgłoszono 89 referatów z 20 krajów, mianowicie:

Szwajcaria 22 referaty, Niemcy 10 referatów, Szwecja 8; Austria 8; Japonia 7; Stany Zjednoczone Ameryki Pn. 6; Francja 5; Belgja, W. Brytania i Norwegja po 3 referaty, razem 9; Danja, Holandja i Włochy po 2 referaty, razem 6; Czechosłowacja, Hiszpanja, Jugosławia, Łotwa, Meksyk, Polska i Węgry po 1 referacie, razem 7; razem 89 referatów.

Nie wszystkie referaty były wydrukowane i rozesłane uczestnikom przed Kongresem, część referatów ukazała się z druku dopiero podczas samego Zjazdu.



Z nadesłanych na Kongres referatów na poszczególne sekcje przypadło:

na sekcję A	— 43 referaty
" "	B — 7 referatów
" "	C — 14 "
" "	D — 10 "
" "	E — 15 "

razem 89 referatów.

**Referat polski.** Polska zgłosiła na Kongres referat inżynierów: T. Tillingera i W. Rosentala pod tytułem „Kanały projektowane w Polsce, jako środki komunikacji i źródła energii”. Referat wydrukowano po angielsku pod tyt. „Canals Proposed in Poland as Means of Transport and Sources of Energy”, z podaniem streszczenia w językach francuskim i niemieckim. Referat był dyskutowany w sekcji A.

**Metoda obrad kongresu.** Komitet organizacyjny wyznaczył na każdą sekcję osobnego referenta, którego zadaniem było przestudjowanie w rękopisie wszystkich referatów danej sekcji, tudzież opracowanie osobnego referatu jeneralnego, zawierającego krytyczny przegląd wszystkich zagadnień, poruszonych w referatach danej grupy, i wysnuwającego z nich wnioski ogólniejszego znaczenia. Dyskusję nad referatami zaczynało od wysłuchania referatu jeneralnego, po którym autorzy poszczególnych referatów udzielali objaśnień uzupełniających. Debaty prowadzono w trzech językach: niemieckim, francuskim i angielskim. Dominował język niemiecki.

**Referenci jeneralni.** Referentami jeneralnymi byli:

Sekcja A, dział I (zużytkowanie sił wodnych) p. E. Payot, dyrektor elektrowni w Bazylei.

Sekcja A, dział II (żegluga wewnętrzna) p. A. Strickler, naczelnik wydziału w Związkowym Urzędzie Wodnym w Bernie.

Sekcja B, — p. J. Landry, prof. Uniwersytetu w Lozannie.

Sekcja C, — p. A. Nizzola, inżynier firmy „Motor-Columbus S. A. w Badenie (Szwajc.).

Sekcja D, — p. F. Ringwald, dyrektor firmy Central-Schweizerische-Kraftwerke w Lucernie.

Sekcja E, — p. E. Huber-Stockar, b. naczelnik wydziału elektryfikacyjnego szwajcarskich kolei związkowych w Bernie.

**Rozkład posiedzeń.** Z 9 dni trwania Kongresu na posiedzenia przeznaczono 6½ dnia, w ciągu których odbywały się po dwa albo (przy równoległej pracy sekcji) po trzy posiedzenia dziennie. Ogółem odbyło się 15 posiedzeń. Trwały one po dwie — trzy godziny. Dwa posiedzenia poświęcono uroczystemu otwarciu i zamknięciu Kongresu, 13 posiedzeń — obradom technicznym. Z nich przypadło:

na sekcję A	— 4 posiedzenia
" "	B — 2 "
" "	C — 2 "
" "	D — 2 "
" "	E — 3 "

Na posiedzeniach, poświęconych obradom technicznym, kolejno przewodniczyli przedstawiciele różnych krajów.

**Otwarcie kongresu.** Na uroczystym posiedzeniu inauguracyjnym, dnia 31-go sierpnia, przemawiali:

1) p. E. Tissot, prezes Szwajcarskiego Komitetu Energetycznego, który podkreślił, że wybór Szwajcarii jako miejsca zebrania Sesji Specjalnej można usprawiedliwić choćby tem, że kraj ten na swą elektryfikację wydał już 2 miljardy franków;

2) p. E. Chuard, członek Rady Związkowej, szef departamentu spraw wewnętrznych, który wyraził życzenie, aby wobec wzrastającej solidarności międzynarodowej, której objawem jest dany Kongres, zanikło jaknajrychlej inne zjawisko powojenne — mianowicie nacjonalizm na polu ekonomicznym;

3) p. D. N. Dunlop, przewodniczący Brytańskiego Komitetu Energetycznego i prezes Komitetu Wykonawczego Świat. Konf. Energ., który wskazał, że do przetworzenia Konferencji Energetycznej w międzynarodowy parlament do spraw energetycznych potrzeba studjów szczegółowych, którym mają być poświęcone sesje specjalne, w rodzaju niniejszej. Szwajcarija doskonale nadaje się na miejsce Kongresu, przedewszystkiem jako kraj, położony w Alpach, które są olbrzymim źródłem energii o mocy 4 milionów kilowatów, a następnie jako kraj, który prowadzi poważny handel międzynarodowy energią elektryczną, eksportując już w r. 1920 około 380 milionów kWh, a w r. 1925 dwa razy tyle;

4) p. F. Aemmer, szef rządu kantonowego.

**Zamknięcie kongresu.** Posiedzenie końcowe odbyło się dnia 8-go września rano, pod przewodnictwem p. E. Tissota. Na posiedzeniu tem odczytano uchwały i wnioski, wysunięte na posiedzeniach technicznych, a sformułowane ostatecznie i przyjęte przez Komitet Wykonawczy w przeddzień wieczorem. Poza tem wygłoszono szereg przemówień z podziękowaniami gospodarzom i organizatorom Kongresu. Wspomniane uchwały są przytoczone niżej, w części końcowej niniejszego sprawozdania.

**Wycieczki.** Dla uczestników Kongresu zorganizowano szereg niezmiernie ciekawych wycieczek, mianowicie: do portu bazylejskiego na Renie, gdzie oglądano olbrzymi elewator, do elektrowni wodnej w Augst, do zakładów fabrycznych firmy Brown, Boveri i Co., Escher, Wyss i Co., Bracia Sulzer, do Szwajcarskiej Fabryki Parowozów, do Politechniki w Zurychu, do elektrowni w Laufenburgu i Wäggitalu, do wodospadów reńskich w Szafuzie i wiele innych drobniejszych. Na specjalne wymienienie zasługuje wspaniała dwudniowa wycieczka w przerwie między obradami (4 i 5 września) na południe Szwajcarii do Andermattu (w okolicach St. Gotthardu), specjalnymi pociągami luksusowymi, zaofiarowanymi przez Zarząd Kolei Związkowych. Po drodze zwiedzano elektrownię w Amstegu i jej urządzenia hydrotechniczne. Całodzienny postój w drodze powrotnej w Lucernie poświęcono na różnorodne wycieczki na jeziorze Czterech Kantonów.

**Przyjęcia i rozrywki.** Poza oficjalnym bankietem Kongresu, urządzono szereg innych przyjęć w ratuszu bazylejskim, w Rheifelden, w Andermacie (w Zurychu), a także szereg widowisk i zabaw.

(d. n.)



## POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO

BULLETIN DE LA COMMISSION POLONAISE DE STANDARDISATION

## T R E Ś Ć:

W sprawie projektu polskiego układu pasowań nap. Inż. Wacław Moszyński.

Projekty norm gwintów (c. d.).

Projekt normy pokostulnianego.

WARSZAWA

6 KWIETNIA

1927 r.

## S O M M A I R E:

Sur le projet polonais du système des ajustages et des tolérances, par M. W. Moszyński, Ingénieur.

Projets des normes polonaises des filets (suite).

Projet de la norme du vernis.

## W sprawie projektu polskiego układu pasowań.

Napisał Inż. Wacław Moszyński.

Nawiązując do projektu polskiego układu pasowań ogłoszonego ostatnio w „Przeglądzie Technicznym”, w „Wiadomościach Polskiego Komitetu Normalizacyjnego”, zgłaszam niniejszem propozycję wniesienia do projektu niżej omówionych uzupełnień.

Pogląd swój na układ pasowań szwedzkich i jego wartość w porównaniu z układem niemieckim wyraziłem w artykule drukowanym w zeszytach 47 „Przeglądu technicznego” z r. ub.; przyznając układowi szwedzkiemu niezaprzeczoną wyższość — podkreśliłem konieczność uzupełnienia go przez klasę pasowań zgrubnych. Zamierzając przyczynić się do spopularyzowania projektu polskiego, opracowałem według niego kilka tablic pasowań na których w 100 bez mała rysunkach podałem przykłady praktycznych zastosowań zaczerpniętych z budowy pędni, dźwignic, silników cieplnych i elektrycznych oraz obrabiarek; tablice te drukowane będą w „Przeglądzie Technicznym”. W artykule objaśniającym owe tablice, motywując konieczność wprowadzenia do układu polskiego klasy pasowań zgrubnych, wykazałem również na licznych przykładach podanych w tablicach celowość stosowania tej klasy. Poza tem pasowania należące do klas dokładniejszych w tablicach tych zostały ograniczone do kilku pasowań uprzywilejowanych, zdolnych w zupełności zaspokoić potrzeby przemysłu ogólnomaszynowego.

Konkretnie rzecz ujmując, propozycje moje sprowadzają się do następujących punktów:

1) uzupełnienie polskiego układu pasowań przez klasę pasowań zgrubnych, obejmującą jedynie układ stałego wałka — sprawdzian  $h$  — bez żadnego cyfrowego oznaczenia — kojarzonego z trzema różnymi otworami: otworem  $H$  — dającym pasowanie zgrubne suwliwe, otworem  $F$  — dającym pasowanie zgrubne obrotowe (zwykłe) i otworem  $D$  — dającym pasowanie obrotowe bardzo luźne; te trzy otwory i wałek mogłyby otrzymać tolerancje i niedomiary dokładnie odpowiadające otworom  $g1$ ,  $g3$  i  $g4$  i wałkowi  $gW$  układu niemieckiego; możnaby też zmniejszyć nieco tolerancje i niedomiary zarówno otworów jak i wałka, aby tą drogą zmniejszyć ogromny przeskok między trzecią klasą dokładności a klasą zgrubną; ze swojej strony uwa-

żałbym za najbardziej celowe rozwiązanie pośrednie: otwory  $H$ ,  $F$  i  $D$  przyjąć według niemieckiego układu — zaś tolerancję wałka  $h$  zmniejszyć półtorakrotnie w porównaniu z wałkiem  $gW$ , przyjmując ją równą sześciu niemieckim jednostkom pasowań zamiast dziesięciu. Tolerancje otworu i wałka w ten sposób określone odpowiadają dokładności wykonania, którą może zapewnić obróbka drogą wiercenia przy pomocy wiertel krętych lub wytaczania bez wykańczania — oraz obróbka wałków drogą toczenia również bez wykańczania.

2) opracowanie norm dla wielkich luzów; mogłyby się one oprzeć o odnośne normy niemieckie (DIN 170),

3) wyznaczenie w polskim układzie kilku pasowań uprzywilejowanych, które należałoby przede wszystkim stosować, przechodząc do pozostałych pasowań jedynie w wypadkach bezwzględnej konieczności; w 2-iej i 3-iej klasie proponuję przyjęcie następujących pasowań jako uprzywilejowanych:

obrotowe luźne,  
obrotowe ciasne,  
przyługowe,  
wciskane,  
wtłaczane,

W klasie pierwszej pasowaniami uprzywilejowanymi należałoby obrać raczej:

suwliwe,  
lekko wciskane,  
lekko wtłaczane.

4) opracowanie wskazówek odnoszących się do stosowania wałka  $h4$  w skojarzeniu ze wszystkimi otworami klasy trzeciej, przez co uzyskanoby nową klasę w układzie stałego wałka, o dokładności mniejszej od klasy trzeciej, zezwalającą na stosowanie wałków gładkich, wykonywanych z nieobrobionych wałków ciągniętych.

Pierwsze dwa punkty motywuję jak następuje:

Maszynowy przemysł krajowy w znacznym odsetku buduje mniejszemi i większemi serjami maszyny i urządzenia mało dokładne, jak maszyny rolnicze, urządzenia dźwigowe, wagony, wyroby dla przemysłu budowlanego i t. d.; pozatem w budownictwie ogólnomaszynowym, które winno oprzeć się

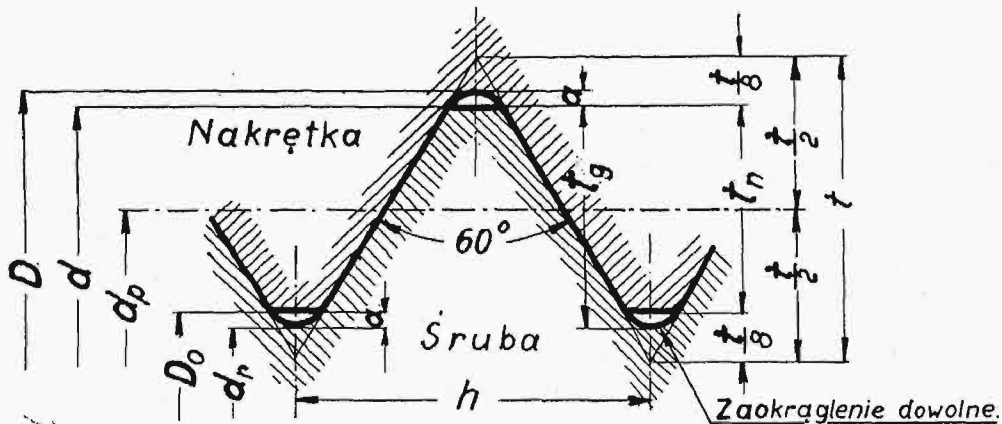
(d. c. na str. 346)

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 czerwca 1927 r.

Polskie Normy

Gwint metryczny drobny „B”  
dla średnic 24—149 mm.

PN  
G—227  
Projekt



$a = 0,05 h$   
 $t = 0,866 h$   
 $t_n = 0,6495 h$   
 $t_g = 0,7 h$

Przykład oznaczenia gwintu metrycznego drobnego (np. dla średnicy 36 mm i skoku 3 mm) M 36 × 3.

milimetry

Ś r u b a		Średnica podziałowa $d_p$	Skok gwintu $h$	G ł ę b o k o ś ć		Luz $a$	N a k r ę t k a	
Ś r e d n i c a				Gwintu $t_g$	Nośna $t_n$		Ś r e d n i c a	
Gwintu $d$	Rdzenia $d_r$						Gwintu $D$	Otworu $D_o$
24	21.02	22.701	2	1.4	1.299	0.10	24.2	21.4
27	24.02	25.701	2	1.4	1.299	0.10	27.2	24.4
30	27.02	28.701	2	1.4	1.299	0.10	30.2	27.4
33	30.02	31.701	2	1.4	1.299	0.10	33.2	30.4
36	31.80	34.051	3	2.1	1.949	0.15	36.3	32.1
39	34.80	37.051	3	2.1	1.949	0.15	39.3	35.1
42	37.80	40.051	3	2.1	1.949	0.15	42.3	38.1
45	40.80	43.051	3	2.1	1.949	0.15	45.3	41.1
48	43.80	46.051	3	2.1	1.949	0.15	48.3	44.1
52	47.80	50.051	3	2.1	1.949	0.15	52.3	48.1
56	50.40	53.402	4	2.8	2.598	0.20	56.4	50.8
60	54.40	57.402	4	2.8	2.598	0.20	60.4	54.8
64	58.40	61.402	4	2.8	2.598	0.20	64.4	58.8
68	62.40	65.402	4	2.8	2.598	0.20	68.4	62.8
72	66.40	69.402	4	2.8	2.598	0.20	72.4	66.8
76	70.40	73.402	4	2.8	2.598	0.20	76.4	70.8
80	74.40	77.402	4	2.8	2.598	0.20	80.4	74.8
84	78.40	81.402	4	2.8	2.598	0.20	84.4	78.8
89	83.40	86.402	4	2.8	2.598	0.20	89.4	83.8
94	88.40	91.402	4	2.8	2.598	0.20	94.4	88.8
99	93.40	96.402	4	2.8	2.598	0.20	99.4	93.8
104	98.40	101.402	4	2.8	2.598	0.20	104.4	98.8
109	103.40	106.402	4	2.8	2.598	0.20	109.4	103.8
114	108.40	111.402	4	2.8	2.598	0.20	114.4	108.8
119	113.40	116.402	4	2.8	2.598	0.20	119.4	113.8
124	118.40	121.402	4	2.8	2.598	0.20	124.4	118.9
129	123.40	126.402	4	2.8	2.598	0.20	129.4	123.8
134	128.40	131.402	4	2.8	2.598	0.20	134.4	128.8
139	133.40	136.402	4	2.8	2.598	0.20	139.4	133.8
144	138.40	141.402	4	2.8	2.598	0.20	144.4	138.8
149	143.40	146.402	4	2.8	2.598	0.20	149.4	143.8

Wymiary podane w tablicy dają teoretyczny profil gwintu przy temperaturze 20° i są podstawą do wykonania sprawdzianów gwintu.

Wymiary praktyczne i tolerancje dla różnych klas gwintu są podane w tablicach PN—G: 228, 229, 230, 209, 212 i 215.

Grudzień 1926 r.

Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektryczna 2. Copyright by P. K. N.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 czerwca 1927 r.

## Polskie Normy

# Pokost lniany.

## Własności i sposoby badania.

PN

C—301

Projekt

**Określenie:** Pokost lniany jest to olej lniany, któremu nadano własności szybkiego schnięcia na powietrzu.

### I. Własności pokostu lnianego.

1. Pokost lniany powinien być przyrządzony z czystego oleju lnianego i może zawierać, oprócz oleju lnianego, sykatywy (przy zastosowaniu żywiczianów najwyżej 5% sykatywów). Wszelkie inne domieszki, np. postronnych olejów roślinnych, mineralnych, lotnych rozpuszczalników i mechanicznych zanieczyszczeń, są niedopuszczalne.
2. Pokost lniany powinien być koloru od jasno żółtego do czerwono-brunatnego, lecz nie ciemno-brunatnego. Zapach zbliżony do zapachu oleju lnianego i nie przypalony. Po dłuższym staniu nie powinien wydzielać wody. Ilość wydzielonego w ciągu 48 godzin osadu nie może przekraczać 2% objętościowych, przy czym ciecz ponad osadem powinna być zupełnie wyklarowana.
3. Pokost lniany powinien w cienkiej warstwie wysychać w ciągu 24 godzin w temperaturze pokojowej 17 do 20° C. Po upływie tego czasu, błonka winna być nielepka, elastyczna, przezroczysta, bez żadnych plam, gładka i przylegać mocno do powierzchni.
4. Pokost lniany zmieszany z bielą ołowianą nie powinien ścinać się na gęstą żelatynującą się masę. Zmieszany z farbami nie powinien zmieniać ich barwy.
5. Ciężar właściwy przy 20° C od 0,928 do 0,948.
6. Liczba kwasowa najwyżej 11.
7. Liczba zmydlenia 186 do 195.
8. Liczba jodowa nie niższa od 155.
9. Refrakcja przy 20° C 1,480 do 1,487.
10. Procentowa zawartość popiołu najwyżej 1%.

### II. Sposoby badania pokostu.

1. Cechy zewnętrzne określa się z wyglądu, bez stosowania specjalnych przyrządów.
2. Próba na wysychanie. Dwie krople pokostu rozciera się palcem na płytce szklanej 9 × 12 cm; winno to odpowiadać ok. 1 mg pokostu na 1 cm<sup>2</sup> powierzchni. Płytkę ustawia się poziomo w temperaturze pokojowej 17 do 20° C, w miejscu zabezpieczonym od bezpośredniego działania promieni słonecznych, wilgoci i kurzu. Wyschnięcie próbuje się palcem. Elastyczność błonki próbuje się, pokrywając pokostem trzykrotnie blaszkę żelazną, po każdorazowym wyschnięciu pociągniętej warstwy. Przy zginaniu blaszki, błonka nie powinna pękać, zaś przy skrobaniu końcem noża winna tworzyć skręcający się wiórek.
3. Próba działania na farby. Jedna część pokostu lnianego, bardzo dokładnie zmieszana w moździerzu z 6 częściami bieli ołowianej, po upływie tygodnia, przechowana w naczyniu szczelnie zamkniętym i wypełnionym całkowicie, nie powinna wykazać zgęstnienia, któreby utrudniało rozrowadzenie farby.
4. Wodę oznacza się jakościowo przez nagrzanie pokostu w probówce do temperatury 130—150° C. Próba pokostu nie powinna „pryskać”, wydzielać pary wodnej lub pęcić się.
5. Substancje nieulegające zmydleniu oznacza się jakościowo według sposobu przytoczonego do badania tłuszczów, stosowanych jako smary. W razie wątpliwości co do pochodzenia zmętnienia, wyklócić pokost z rozcieńczonym kwasem mineralnym i warstwę pokostu pozbawionego metali badać w zwykły sposób.
6. Ciężar właściwy — według norm podanych dla badania olejów stosowanych jako smary. (Patrz P. N. ).
7. Liczba kwasowa patrz PN . . .
8. „ zmydlenia „ „
9. „ jodowa. Liczbę jodową należy oznaczyć według metody Hübla lub Hanusa.
10. Refrakcja wg. norm podanych dla badania olejów stosowanych jako smary. (Patrz P. N. ).
11. Zawartość popiołu. 5 g pokostu ogrzewa się w tyglu porcelanowym pojemności około 30 cm<sup>3</sup> nad małym płomykiem. Po odpędzeniu części lotnych, zwiększa się płomień i spala pozostały węgiel. Spalanie należy wykonać powoli i w możliwie niskiej temperaturze. W razie zawartości wody, można wstawić do tygla knot ze zwiniętego niewielkiego sączka, nie pozostawiającego po spalaniu popiołu.

Popiół zwilża się kwasem azotowym, odparowuje się kwas i zleпка wypraża się. Po odważeniu tygla, popiół należy zmieszać drucikiem platynowym i o ile jeszcze są ślady węgla, to spalić je, zadać ponownie HNO<sub>3</sub> i słabo wyżarzyć.



głównie na 3-ej klasie dokładności, a nawet w budownictwie maszyn dokładnych, zachodzą bardzo liczne wypadki, gdy oparcie się na pasowaniach zgrubnych daje jedynie racjonalne wyniki pod względem kosztów wykonania. Brak zgrubnych pasowań nietylko skazałby ów przemysł maszynowy mało przycyjnny na dalsze stosowanie własnych fabrycznych „kalibrów”, wnoszących prawdziwy chaos, albo co gorsza, uświęciłby stosowany dotychczas niestety w przeważającej ilości wypadków zwyczaj jednostkowego pasowania części nawet przy wytwórczości dużemi serjami, przez co korzyści, które ta wytwórczość daćby mogła, zostają prawie zupełnie przekreślone.

Wprowadzenie do układu pasowań klasy zgrubnej oraz znormalizowanie ściśle wielkich luzów, uważam za czynnik olbrzymiego znaczenia na drodze do usprawnienia naszego przemysłu maszynowego wogóle i przemysłu maszynowego mniej dokładnego w szczególności.

Dzięki temu w sposób najbardziej oczywisty zaprzeczy się nie mającemu sensu a tak powszechnemu niestety mniemaniu, że pasowanie — to dziedziną wytwórczości wysokoprecyzyjnej; każda z fabryk budujących maszyny, zarówno mniej jak i bardziej dokładne, będzie mogła wynieść niezaprzeczone korzyści, wynikające z zastąpienia pasowań dokładnych przez pasowania zgrubne w licznych wypadkach, w których to jest możliwe, a więc i konieczne.

Co do pasowań zgrubnych, układ stałego wałka mógłby zupełnie wystarczyć, pociągnęłoby to jedynie konieczność stosowania wiertel nadmiarowych dla wiercenia przy ich pomocy mniejszych otworów  $H, F$  wzgl.  $D$ ; przy otworach roztaczanych, trudność ta, niezbyt zresztą duża, przestałaby istnieć zupełnie. Gdyby jednak Komisja Pasowań uznała za celowe wprowadzenie równoległe układu stałego otworu:  $H-h-f-d$ , co wprowadziłoby, jak widzimy, jedynie dwa nowe sprawdziany, to jednak w każdym razie należałoby uznać układ pierwszy za uprzywilejowany, jako zezwalający na stosowanie surowych gładkich wałków z ciągniętych prętów, a nawet przy wałkach obrabianych dający najczęściej rozwiązania korzystniejsze pod względem kosztów wykonania.

Trzeci punkt motywuję tem, że wielka ilość rozmaitych pasowań, zbędna dla potrzeb przeciętnego przemysłu ogólnie maszynowego, czyni cały układ mało przystępnym dla ludzi z nim nieobeznanych; im budowa układu wypadnie bardziej złożona, tem bardziej dla nich będzie niezrozumiała, i niezawodnie szerokie spopularyzowanie idei pasowań zostanie utrudnione. Wyznaczenie wprost przez samą komisję normalizacyjną nielicznych pasowań uprzywilejowanych, przykrojonych do potrzeb przeciętnych fabryk maszynowych, znakomicie upraszcza całą rzecz. Zasadę „uprzywilejowania” można by rozciągnąć nawet na klasy dokładności, uważając dwie klasy dolne — trzecią i zgrubną — za

uprzywilejowane w stosunku do drugiej; w ten sposób zostałyby przez samą komisję najdobitniej podkreślony fakt niezmiernie doniosły, że nigdzie nie należy stosować dokładności większej, niż jest ona bezwzględnie konieczna.

Czwarty wreszcie punkt uzasadniam tem, że oparcie się na wałku  $h3$  w trzeciej klasie pasowań nie jest możliwe w wypadku, gdy zamierzamy zastosować gładkie wałki, wykonywane z surowych, nieobrabianych prętów ciągniętych; Niemcy swoją 3-cią klasą przykroili do największej osiągalnej dokładności wykonania prętów ciągniętych; zgodnie z ustalonymi normami, pręty te wykazują w swych wymiarach tolerancję 3-ch niemieckich jednostek pasowań; tolerancja wałka  $h3$  jest dwukrotnie mniejsza i wynosiłaby około 1,5 jednostki pasowań, podczas gdy tolerancja wałka  $h4$  jest tylko nieznacznie mniejsza od 3-ch jedn. pas. i dałaby się w praktyce łatwo osiągnąć.

Byłoby zupełnie zbędne dowodzenie korzyści stosowania surowych prętów do wyrobu gładkich wałków w mechanizmach o średniej dokładności wykonania.

### Sprostowanie.

Omyłki zauważone w projektach gwintów, ogłoszonych w Nr. 9 i 11 „Przeglądu Technicznego”, 1927 r.

Nr projektu normy	Kolumna	Wiersz (pozycja)	Zamiast	Powinno być
G-201	—	19	$\frac{t}{x_{11}}$	$\frac{t}{x_{11}}$
"	—	21	gwintu śruby	rdzenia śruby
"	—	22	$a_l$	$a_1$
"	—	28	rozwoju	zwoju
G-202	5	7	040 $\frac{1}{6}$ "	040 $\times \frac{1}{6}$ "
G-205	4	24	10,376	18,376
"	7	1	0,163	0,162
"	Uwagi na dole		Sprawdz. do gwintów	Sprawdzianów gwintu
G-206	1	22	(119)	119
"	2	4	36,7	35,7
"	2	10	55,9	55,6
"	2	28	145,6	140,6
"	9	21	114,5	114,6
G-216	6	29	0,977	0,974
"	8	4	2,720	1,720
G-217	W przykl. oznacz.		np. dla śred. 60 mm i skoku 3 mm:	(np. dla śred. 60 mm i skoku 3 mm):
"	5	1	1,03	1,05
"	6	1	0,97	0,974
"			$\frac{25,40095}{1}$	$\frac{25,40095}{z}$
G-241	W oznacz. u góry		$h = \frac{25,40095}{z}$	$h = \frac{25,40095}{z}$
"	2—3	tytuł	Średnica	Średnica
"	9	20	0,469	0,470
"	11	22	71,555	71,556
"	13	27	$2\frac{7}{8}$	$2\frac{7}{8}$
"	W uwadz. na dole		profil gwintu	profil gwintu