

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Rozkład naprężeń w kołach zamachowych, nap. Inż. E. Hauswald, Profesor Politechniki Lwowskiej.

O wytrzymałości cementów krajowych, nap. A. Kobyliński.

Kryzys samowystarczalności naftowej w Polsce, nap. W. Holewiński, Inżynier górny.

Przeгляд pism technicznych.

SOMMAIRE:

Disposition des tensions dans les volants des moteurs à combustion interne, par M. E. Hauswald, Professeur à l'Ecole Polytechnique de Lwów.

Sur la resistance des ciments polonais, par M. A. Kobyliński.

Possibilité de la crise de pétrole en Pologne (suite et fin), par M. W. Holewiński, Ingénieur.

Revue documentaire.

Rozkład naprężeń w kołach zamachowych.

Napisał Inż. Edwin Hauswald, Profesor Politechniki Lwowskiej.

Wypadek pęknięcia koła zamachowego przy silniku spalinowym, opisany w *Technice Ciepłej*, 1928 str. 1 i nast. przez p. inż. Biedrzyckiego, zwrócił ponownie uwagę konstruktorów na zawile zagadnienie rozkładu naprężeń w różnych częściach szybko wirujących kół oraz na znaczenie dobrych form konstrukcyjnych, zwłaszcza przy kołach dwudzielnych. Otrzymaawszy bliższe dane o przebiegu wypadku i rysunki konstrukcyjne koła, przeprowadziłem analizę naprężeń w jego częściach i przedstawiłem jej wyniki w styczniu r. b. na posiedzeniu lwowskiej komisji Akademii Nauk Technicznych, a na żądanie redakcji „*Techniki Ciepłej*” posłałem referat p. t. „Naprężenia w kołach zamachowych”, ogłoszony na str. 113 do 116 tego czasopisma.

Biorąc daty i obliczenia, odnoszące się do wspomnianego koła, jako punkt wyjścia, przedstawię kilka ważniejszych zagadnień o ogólnym znaczeniu.

Najpierw zauważyć trzeba, że rozpadnięcie się koła nie było bezpośrednio spowodowane błędami konstrukcji lub materiału, lecz nastąpiło z powodu nieostrożnie i nieumiejętnie dokonanej próby puszczania motoru w ruch, gdy regulator i dźwignie pompek paliwowych nie były porządnie nastawione, skutkiem czego nieobciążony jeszcze silnik rozpedził się, przypuszczalnie aż do trzy razy większej prędkości obrotowej niż normalna ($n = 214$ obr.)

Przy tak wielkiej prędkości, naprężenia przekroczyły granicę wytrzymałości najsłabszych miejsc konstrukcji i spowodowały rozpadnięcie się wieńca na 19 kawałków, a systemu ramion z piastą na 4 kawały.

Konstrukcja koła. Szczegóły konstrukcji wspomnianego koła, przeznaczonego dla 800-konnego silnika typu Diesel'a, przedstawiają rys. 1 i 2. Ocena poglądowa wykazuje kształty normalnie używane przy kołach dwudzielnych, silne ramiona z dobrymi zaokrągleniami, odpowiednio grubą i szeroką

piastę i połączenie połówek koła zapomocą dwu cięgieł (ściągów) stalowych z poprzecznymi klinami i 4 śrub do połączenia części piasty. Cięgła są na okno mocne, miejsca złączenia w wieńcu wzmocnione dodaniem nadlewków po bokach i od środka i zabezpieczone stalową wkrętką przeciw przesunięciom poprzecznym i podłużnym.

Od pierwszej chwili miałem wrażenie, że cięgła są za grube i powodują niepotrzebne osłabienie przekrojów wieńca, co się potem przy obliczeniu potwierdziło.

Do ustalenia koła wobec sił stycznych użyto dwu klinów stycznych, osadzonych w piastce pod kątem 90° . Wcięcia na te kliny osłabiły piastę głównie z powodu zbyt ostrego zaokrąglenia promieniem około 2 mm . Na ten szczegół zwrócili uwagę niektórzy krytycy (prof. Chrzanowski i ten Bosch) i twierdzili, że tam znajdowało się najsłabsze miejsce całej konstrukcji.

Rodzaje i wielkości naprężeń w kołach tego rodzaju, narazie z pominięciem zmiennych działań sił stycznych przy niejednostajnym biegu maszyny, były przedmiotem licznych studjów i doświadczeń, które pozwalają obecnie na wystarczająco bezpieczne i dokładne obliczanie wszystkich części koła, chociaż dokładniejsze sposoby obliczania są trudne i mało przejrzyste, a jak to zaraz zobaczymy, o wiele mniej korzystne, niż wyniki prób praktycznych.

Bardzo zajmujące i cenne są doświadczenia, dokonane w Ameryce przez Benjamina z modelami kół zamachowych, wykonanymi z normalnego żeliwa według zwykłych typów fabrycznych, ale w skali $1 : 10$.

Modele te miały zewnętrzną średnicę $38,1\text{ cm}$, trzy różne grubości wieńca: $h = 1,78, 1,4$ albo też 1 cm , i różne ilości ramion, od trzech do sześciu.

W stosownie zabezpieczonym lokalu nadawano takim kołom prędkości obwodowe, dochodzące aż

do 140 *m/sek*, i notowano, przy jakiej prędkości krytycznej albo granicznej nastąpił rozpad koła.

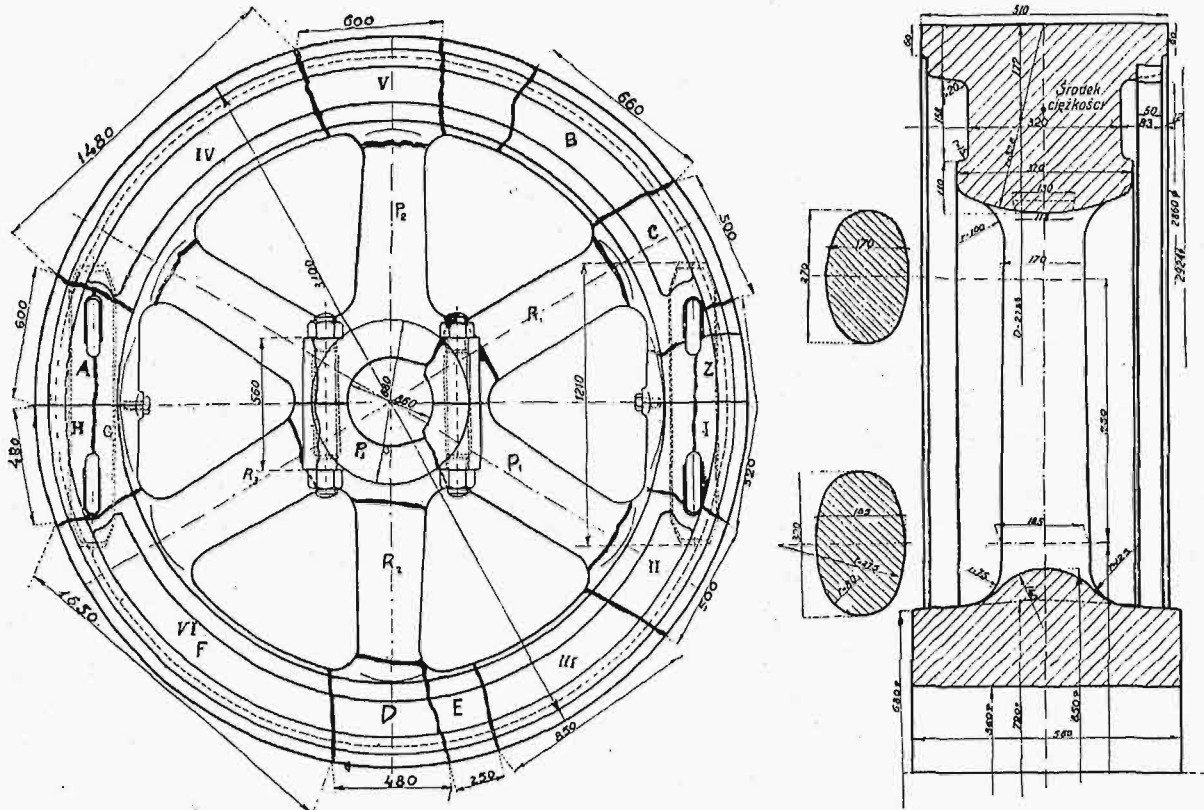
Unwin przyjmuje (Machine Design, str. 276) granicę wytrzymałości żeliwa na (18000 lb/cal kw.) 1265 *kg/cm²*, naprężenie dopuszczalne — na (2800 lbs na cal kw.) 195 *kg/cm²* i oblicza największą czyli krytyczną prędkość $V = 130 \text{ m/sek}$ ($\sigma_{Kr} = 1250$). Następnie podaje streszczenie doświadczeń z modelami kół, wykonanych przez p. Benjamina („Trans. American Soc. Mech. Eng.” tom XX, 209)

Następnie próbowano modele z połączeniami za pomocą obręczy stalowych, założonych na gorąco na odpowiednie wysoki wieńca w środku, między ramionami.

V m/sek

Przy dwu obręczach po bokach, a jednej od spodu 97,7
 „ „ „ z boku, bez spodniej . . . , 88,5

Takie koła byłyby przy 21 *m* prędkości równie bezpieczne, jak koła lite przy 30 *m*. Połączenia tego



Rys. 1 — 2. Konstrukcja koła zamachowego silnika Diesela, które się rozerwało przy próbie.

Benjamin używał modeli kół o średnicy 38,1 *cm* z 6 ramionami i pełnymi (litymi) wieńcami o szerokości (2") 5,4 *cm* i grubości (0,7") 1,78 *cm*. Koła te pękały przy $V_1 = 131 \text{ m/sek}$ ($\sigma = 1265$). Wytrzymałość tych kół była zatem taka sama, jak gdyby działała tylko średnia siła rozciągająca wieńiec, bez zginającego wpływu ramion.

Przy kołach o grubości wieńca 1,4 *cm*, prędkość graniczna była niższa: $V_2 = 116$ do 120 *m/sek*. Stosunek promienia wewnętrznego do zewnętrznego był 0,93.

Przy grubości $h = 1 \text{ cm}$, $V_3 = 110,5 \text{ m/sek}$ (363 stóp).

Widocznie, przy cieńszych wieńcach wpływ zginania był silniejszy, co powodowało obniżenie prędkości krytycznej. Podobnie przy użyciu tylko trzech ramion, prędkość ta była nieco zmniejszona.

Inna grupa doświadczeń odnosiła się do kół dwudzielnych. Koła o wieńcach łączonych za pomocą wewnętrznych wyłogów i śrub były znacznie słabsze, pękały bowiem przy 56 do 60 *m/sek*, tak że wieńiec ich miał tylko $\frac{1}{4}$ wytrzymałości wieńca litego. Koła tego rodzaju nie byłyby przy prędkości 14 $\frac{1}{2}$ metrów pewniejsze od kół litych przy 30,5 *m*.

rodzaju można prawdopodobnie wykonać z wytrzymałością $\frac{2}{3}$ do $\frac{3}{4}$ wieńca pełnego.

Benjamin sądzi, że połączenia powinny być umieszczane na osi ramienia, a nie między ramionami, co się zresztą często robi.

W II serii doświadczeń próbowano dwa modele z litymi wieńcami typu Allis, których wieńce pękały przy 120 *m/sek*. Naprężenie σ' było 7 bryt. ton na cal kw., t. zn. $\frac{7 \times 1016 \text{ kg}}{6,54} = 1085 \text{ kg/cm}^2$.

Potem próbowano dwa modele z pełnymi wieńcami i ramionami stalowymi, naciąganiem przy pomocy śrub; $V = 129 \text{ m/sek}$. (Naprężenie graniczne 8 tona cal kw., czyli $\sigma_{max} = 1240 \text{ kg/cm}^2$). Cztery modele z połączeniami wyłogowymi, ale w odstępnie $\frac{1}{4}$ długości łuku między ramionami, — a zatem w miejscu, w którym moment zginający miałby być równy z *er* u — nie były mocniejsze od poprzednio próbowanych.

Jeden model koła łączonego dla dmuchawy, z wkładkami (links) skurcznemi w wieńcu, rozerwał się już przy 78 *m* prędkości. (Naprężenie od siły odśrodkowej było tu 3 tony/cal kw. czyli 464 *kg/cm²*?).

W dwu modelach składanych z dwudzielnego wieńca z połączeniem wyłogowym i śrubami z od-

dzielnym systemem lanych ramion, połączonych z z wieńcem śrubami i zapomocą wylogów, rozerwały się wieńce przy średniej prędkości 68 m/sek.

Kilkanaście znanych wypadków rozerwania kół zamachowych przy przekroczeniu normalnej prędkości obwodowej wykazało, że rozerwanie nastąpiło zawsze skutkiem niedostatecznej wytrzymałości.

Wytrzymałość koła o wieńcu pełnym.

Opierając się na rozważaniach teoretycznych i na pouczających wynikach doświadczeń, robimy sobie następujący obraz działań bezwładności w kołach tego rodzaju.

Rozważając najpierw swobodny wieńiec koła, nie podlegający silniejszym działaniom ramion, ani w kierunku zwiększenia naprężeń miejscowych, ani też ich zmniejszenia, i nie uwzględniając narazie krzywizny wieńca, przyjmujemy skupienie działania siły odśrodkowej (reakcji odśrodkowej) w linii ciężkości wieńca i obliczamy naprężenia średnie na 1 cm² przekroju według wzoru

$$\sigma \text{ kg/cm}^2 = \frac{\gamma}{g} V^2 = \frac{7250}{9,81} V^2 = 0,074 V^2, \dots (1)$$

przyczem V wstawić trzeba w m/sek.

Mając dany ciężar jednostki długości wieńca o przekroju F i prędkość kątową

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

oraz

$$V = R \omega,$$

mamy siłę odśrodkową

$$C = m z \omega^2 = \frac{q}{g} l \cdot z \omega^2, \dots (2)$$

gdzie z jest odstępem środka danej masy od osi obrotu.

Przy obliczaniu dogodnie jest oznaczyć masę z całkowitego ciężaru wieńca.

Działanie bezwładności mas wirujących jest podobne do działania cieczy, wywierającej jednostajnie rozłożone ciśnienia wewnątrz na rurę walcową o średnicy D = 2R, gdzie R oznacza promień mierzony do środka ciężkości przekroju.

Analogia ta, dająca dobre wyobrażenie o łagodnym i jednostajnie rozłożonym działaniu sił odśrodkowych nawet na twarde materiały, zachowujące się przy bardzo wielkich prędkościach jakoby lepkie, a zarazem doskonale podatne ciała, wyraża się następującymi wzorami.

W nieskończenie długiej rurze o cienkiej powłoce, objawia się największa siła wypadkowa w przekrojach średnicowych, przyczem siła rozrywająca obie połówki

$$P = D p b = 2 S \dots (3)$$

dzieli się na dwie siły S, działające rozciągająco na podłużne przekroje ścianek.

Stąd

$$S = F \sigma.$$

Jeżeli rozważymy sumę działań składowych sił odśrodkowych dla dwu połówek wieńca, t. j. całą sumę składowych pionowych na obwodzie półkola, równą sile odśrodkowej, jaką miałyby masa zastępcza, skupiona w środku ciężkości półkola, to znaczy w odstępnie (przybliż.)

$$z = \frac{2}{\pi} R,$$

otrzymamy, jak wiadomo,

$$C = m \frac{2}{\pi} R \omega^2 = 2 S = 2 F \sigma \dots (4)$$

Z zestawienia wzorów (3) i (4) otrzymamy równoważne ciśnienie względne, ważne tylko dla cienkich wieńców:

$$p = \frac{F \sigma}{b R}, \dots (5)$$

a dla przekrojów prostokątnych F = b h;

$$p = \frac{h}{R} \sigma, \dots (6)$$

a zatem p R = σ h.

Powyższe porównanie daje dogodny sposób wyznaczania sumy działań odśrodkowych na łukach różnej długości. Mianowicie owo ciśnienie zastępcze p odnosi się nie tylko do rzutu 2 R × b, ale także do samego wieńca kołowego i jego części.

Danym warunkom odpowiada bowiem układ normalnie ułożonych sił odśrodkowych, wywołujących na wieńcu średnim jednostajnie rozłożone ciśnienia

$$p = \frac{h}{R} \sigma = \frac{h \gamma}{R g} V^2 = \frac{h}{R} 0,074 V^2 \dots (7)$$

Jeżeli np. chcemy obliczyć sumę dokładnych działań odśrodkowych na 1/6 obwodu wieńca, to wystarczy pomnożyć p przez rzut tej części wieńca prostopadły do kierunku szukanej siły C₁, a wtedy

$$C_1 = p \cdot R \cdot b = 18,4 \cdot 138 \cdot 39 = 98\,670 \text{ kg.}$$

Rachunek ten jest krótszy od obliczenia przy pomocy odstepu z środka ciężkości tego kawałka wieńca.

Następująca tabelka pokazuje, jak przy różnych prędkościach V rosną naprężenia σ₀ i równoważne im ciśnienia zastępcze p.

V = 30	45	60	90	120	150
V ² = 900	2025	3600	8100	14 400	22 500
stos. $(\frac{V}{V_1})^2 = 1$	2,25	4	9	16	25
σ ₀ = 66,67	150	226	599	1066	1667 kg/cm ²
ciśn. zastępcze (at) p = 17,3	39	69,2	155	277	433
					Uwaga: p = 0,26 σ

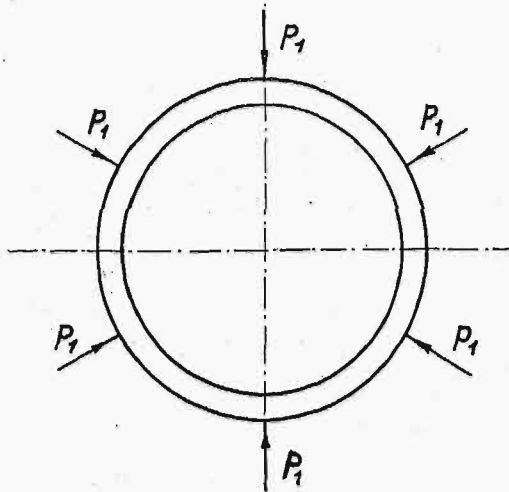
Wpływ ramion. Ramiona koła wywierają dwójaki wpływ na stan naprężeń wirującego wieńca, częściowo korzystny, gdyż, ściskając pewne części wieńca ku środkowi, zmniejszają wielkość poprzecznie obliczonego naprężenia, częściowo zaś szkodliwy, gdyż zaburzają doskonały i wyrównany jakoby w cieczy układ naprężeń pierścienia, przez nałożenie na wieńiec kilku sił promieniowych, działających podobnie jak podpory belki ciągłej o nieskończenie wielu przęsłach.

Badania i obliczenia kontrolne wykazały, że koło wirujące, a ściągnięte parzystą zwykłą liczbą ramion, zachowuje się z wielkim przybliżeniem, jak belka ciągła, oparta w równych odstępach na podporach.

Ponieważ wieńiec koła stanowi belkę w sobie zamkniętą, więc mamy tu nawet przypadek idealny nieskończenie długiej belki ciągłej.

Jeżeli wyznaczmy siły ściskające, wywierane przez ramiona koła, to obliczyć możemy łatwo odpowiadające warunkom momenty, które wynoszą na ramionach $P_l/12$, w środkowych przekrojach wieńca między ramionami $P_l/24$, zmieniają się zaś wedle parabol, przedstawionych na rozwinięciu (rys. 4).

Odstęp podpór w tem rozwinięciu przy 6 ramionach wynosi $l=R$.



Rys. 3.

Oznaczenia.

ω 1/sek — prędkość kątowna,

V m/sek — prędkość mierzona na promieniu średnim R ,

V_z m/sek — prędkość obwodowa, mierzona na zewnętrznym obwodzie, czyli na promieniu R_z ,

F cm^2 — przekrój wieńca $F \approx 1400$ cm^2 , kształt przekroju w przybliżeniu prostokątny o wysokości h , szerokości b ; $F = b h$;

F_1 cm^2 — przekrój średni ramienia, $F_1 \approx 400$ cm^2 ;

C kg — siła odśrodkowa połowy koła, bez ramion,

C' kg — " " " " z ramionami,

$$C = m z \omega^2 = m \frac{2}{\pi} R \omega^2,$$

$$z = \frac{2}{\pi} R;$$

$$c_0 \text{ kg/cm}^2 = \frac{\gamma}{g} V^2 = 0,074 V^2; \quad (V \text{ w m/sek}),$$

$$C = 2 S_0 = 2 F c_0;$$

Talbo S_0 kg — siła styczna w wieńcu (siła średnia) $S_0 = \frac{C}{2}$,

P albo S kg — siła styczna mniejsza od S_0 skutkiem działania sił Z ,

Z — siła ściągnięta w ramieniu, $Z = F_1 c_2$;

M — moment max. w wieńcu, w osi ramienia

$$M = \frac{Z a}{12},$$

M_s — moment w wieńcu, w środku między ramionami

$$M_s = \frac{Z a}{24}.$$

Taki sam moment przyjąć można także w przekrojach wieńca tuż obok ramion.

λ_1 cm — wydłużenie ramion

$$\lambda_1 = \frac{\gamma}{g} \frac{\omega^2 R^3}{E} = \frac{\gamma}{g} V^2 \frac{R}{3E} = \frac{\sigma_0 R}{3E}.$$

E — spólczynnik sprężystości żel. lanego $E = 9.10^5$ do 10^6 ;

G — spólczynnik sprężystości na ścinanie $G = 400\,000$,

σ_1 — naprężenie w ramieniu, wywołane własną reakcją (siłą) odśrodkową,

σ_2 — naprężenie w ramieniu, wywołane dalszym odkształceniem promieniowem wieńca

$$\sigma_2 = \frac{2}{3} \frac{\sigma}{1 + \frac{i F_1 \sin \alpha}{2 \pi F \alpha}} \quad \text{[Grove]},$$

σ_g — naprężenie wieńca na zginanie momentem M ;

$$\sigma_g = \frac{M}{W},$$

s — naprężenie wypadkowe,

σ_w — naprężenie rozciągające na wewnętrznym obwodzie wieńca,

σ_z — naprężenie rozciągające na zewnętrznym obwodzie wieńca.

W cm^3 — moduł oporu wieńca (moment wytrzymałości)

$$W = \frac{I}{\left(\frac{h}{2}\right)} \approx 8400 \text{ cm}^3,$$

G_w kg — ciężar wieńca ($G_w = 8970$ kg),

G_k kg — ciężar koła ($G_k = 11\,440$ kg),

G_a — ciężar 1 ramienia 208 kg.

Przy użyciu oznaczeń poprzedniej tabeli, możemy przeprowadzić obliczenia części rozpatrywanego koła.

Ciężar wieńca wynosi 8970 kg, ciężar całego koła z ramionami, piastą i połączeniami 11 500 kg.

Normalna liczba obrotów: $n = 214$;

prędkość kątowna $\omega = 22,4$;

ciężar właściwy żeliwa 7250 kg/m^3 ;

wytrzymałość K^*) miała być pierwotnie 1800 kg/cm^2 ; po wypadku stwierdzono mniejsze wartości, od 900 do 1150. (Por. uwagę końcową w mym artykule T. C. 116). Przyjmijmy do obliczeń tę samą wartość, co przy doświadczeniach amerykańskich, t. j. 1250 kg/cm^2 .

Siła odśrodkowa połowy swobodnego wieńca:

$$C = m \frac{2}{\pi} R \omega^2 \approx 200\,000 \text{ kg}$$

suma składowych sił odr. 3 ramion $C_r = 16\,000$ "

siła odśrodkowa połowy piasty $C_p = 5\,800$ "

z zaokrągleniem $(C + C_r + C_p) = 222\,000$ kg.

Obliczenie naprężeń w wieńcu trzeba przeprowadzić osobno dla przecięcia średnicowego, zawierającego dwa pełne przekroje wieńca, i dla dwu

*) Nie można tu było użyć litery R , która oznacza promienie kół.

przekrojów, osłabionych przez otwory na ciągi i kliny.

W razie przyjęcia równego rozdziału tej sumy 222 000 kg na przekroje wieńca i piasty, mielibyśmy

$$F = 2 \times 1400 + 2 \times 1060 = 4920 \text{ cm}^2.$$

W drugim założeniu uwzględnimy wpływ ściągnięcia wieńca przez siły Z w ramionach i wynikający z tego rozdział sił w stosunku 2/3 na wieńiec, a 1/3 na piastę:

$$\frac{2}{3}(C + C_r) = \frac{2}{3}(200\,000 + 16\,000) = 144\,000;$$

stąd naprężenie $\sigma = 51,5 \text{ kg/cm}^2$.

Na piastę wypadłoby

$$\frac{1}{3}(C + C_r) + C_p = 72\,000 + 5800 = 77\,800 \text{ kg}.$$

Dokładniej obliczyć można powyższe działanie, wstawiając wartość na siłę $Z = 29\,000$ i rozpatrując działania na połówkę koła siły C i przeciw-

Naprężenie przeciętne w wieńcu

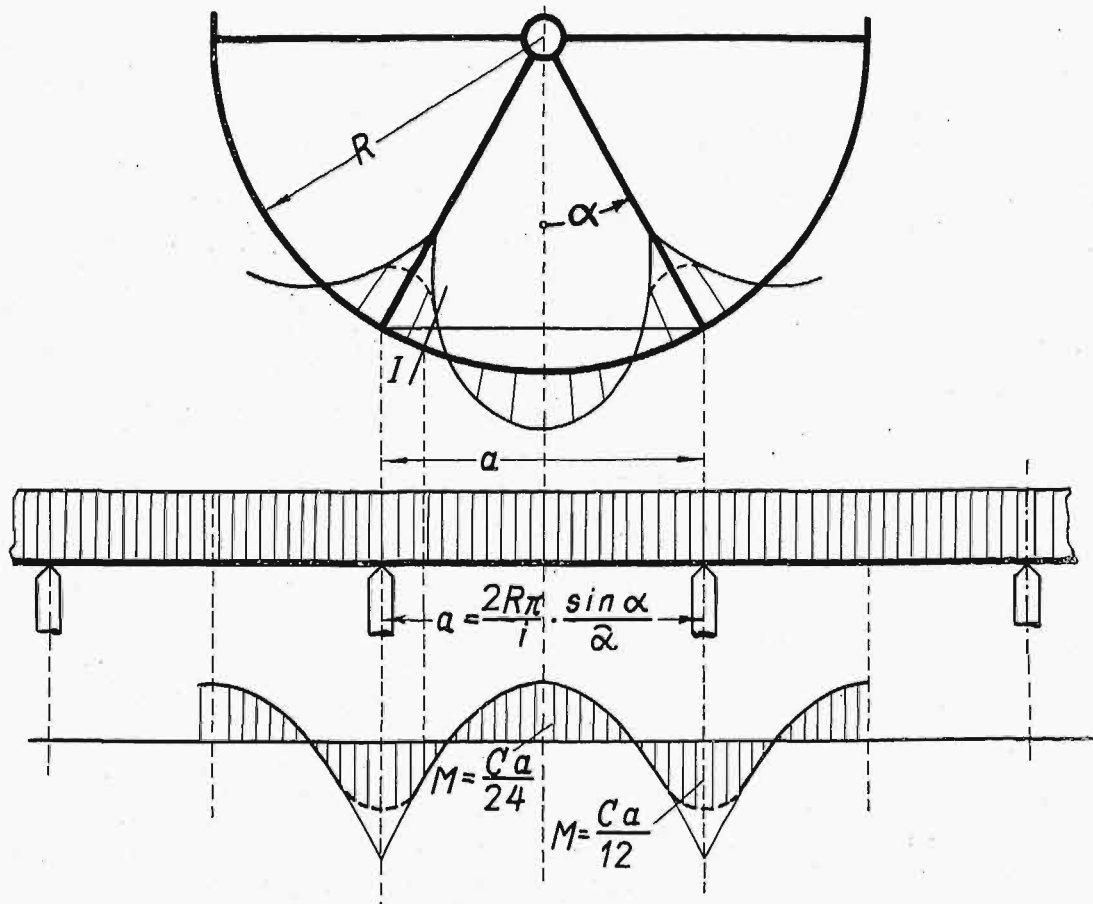
$$\sigma_0 = \frac{71\,000}{1400} = 50,7 \text{ kg/cm}^2,$$

w piastie

$$\sigma_p = \frac{79\,600}{2 \times 1020} = 39 \text{ kg/cm}^2.$$

W swobodnym wieńcu obliczamy dla $V = 30,8 \text{ m/sek}$ średnie naprężenie σ_0 i siłę styczną $T_0 = S_0 = F\sigma_0 \approx 200\,000$, a według wywodu Tollego zmniejszoną siłę styczną $P = F \cdot \sigma \approx 70\,000$ i ściągającą siłę w ramieniu $Z = 29\,000 \text{ kg}$.

Ponieważ część oddziaływań odśrodkowych przenosi się na ramiona (siły Z), więc z tego wynika z jednej strony zmniejszenie siły stycznej z S_0 na P , co wywołuje także obniżenie naprężeń stycznych na σ . Równocześnie powstaje wyginanie części wieńca między ramionami, które tu działają jakby podpory belki, podczas gdy odpowiadające im



Rys. 4.

działanie równoległych do niej składowych sił Z w 3 ramionach, t. zn.

$$C - 2Z = 200\,000 - 58\,000 = 142\,000,$$

co zgadza się z założeniem (b).

Na piastę działają siły

$$C_r + 2Z + C_p = 16\,000 + 58\,000 + 5800 = 79\,800$$

$$\text{Razem} \dots 221\,800$$

$$\text{Stąd } S' = \frac{C - 2Z}{2} = 71\,000 \text{ kg}.$$

siły odśrodkowe wieńca powodują obciążenia rozłożone jednostajnie.

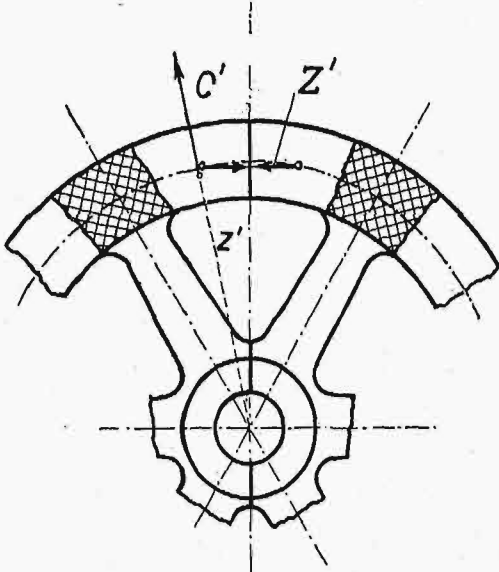
Z tego wnosimy, że wieńiec obciążony jest tak, jak belka ciągła, oparta na nieskończenie wielu równo od siebie oddalonych podporach. Na tem polega później podany sposób obliczenia momentów, działających na różne przekroje wieńca.

W naszym przykładzie mamy $S_0 = 100\,000 \text{ kg}$, $P = 70\,000$, $Z = 29\,000 \text{ kg}$.

Naprężenie

$$\sigma_0 = 0,074 V^2 = 0,074 (30,8)^2 \approx 70 \text{ kg/cm}^2.$$

W swym referacie (Techn. Ciepła 1928, 113) wspomniałem o nierównym rozkładzie naprężeń w przekrojach nawet swobodnego wieńca, tem wywołanym, że część sił odśrodkowych przenosi się z warstw zewnętrznych na wewnętrzne, które nadto ulegają stosunkowo większym odkształceniom i naprężeniom, ponieważ ich początkowa długość jest mniejsza od długości obwodu zewnętrznego.



Rys. 5.

Do obliczenia naprężeń wewnętrznych i zewnętrznych skorzystamy z wzorów Timoszenki—Huber, str. 297, w których przed nawiasem stoi prędkość zewnętrznego, a nie średniego obwodu.

Naprężenie na wewnętrznej stronie

$$\sigma_w = \frac{1}{4} \gamma (R_z \omega)^2 \left[3 + \mu + (1 - \mu) \left(\frac{R_w}{R_z} \right)^2 \right] \quad (8)$$

a na zewnętrznym obwodzie:

$$\sigma_z = \frac{1}{4} \gamma (R_z \omega)^2 \left[1 - \mu + (3 + \mu) \left(\frac{R_w}{R_z} \right)^2 \right] \quad (9)$$

W tych wzorach wprowadzamy wymiary odniesione do cm , a więc $\gamma = 0,00725 \text{ kg/cm}^3$, $g = 981$, wielkości promieni w cm .

Brakuje jeszcze liczby Poissona μ dla żeliwa.

W 25-tym wydaniu „Hütte” wspomniano o pomiarze Crokera, który dla żeliwa otrzymał $m = 4$, czyli $\mu = 1/m = 1/4$.

Liczbę tę możnaby też wyliczyć ze związku

$$G = \frac{m}{2(m+1)} E$$

$$\text{dla } E = 10^6 \text{ i } G = 400\,000;$$

stąd

$$m = \frac{2G}{E - 2G} = 4, \quad \mu = 0,25.$$

Prof. Huber obliczył μ z tego wzoru przy innych założeniach na 0,29 do 0,31.

Ze względu na poparcie doświadczeniem Crokera, przyjmujemy jednak 0,25 i otrzymujemy dla $R_z = 155$, $R_w = 116,5$, $R = 137,5 \text{ cm}$:

$$\sigma_w = 81 \text{ kg/cm}^2 = 1,16 \quad \sigma_0 = 0,162 \omega^2,$$

$$\sigma_z = 56,5 \text{ „} = 0,81 \quad \sigma_0 = 0,113 \omega^2.$$

Do dalszych obliczeń wygodniej będzie wprowadzić wzór na stosunek:

$$\left(\frac{\sigma_w}{\sigma_0} \right) = \frac{1}{4} \left(\frac{R_z}{R} \right)^2 \left[3,25 + 0,75 \left(\frac{R_w}{R_z} \right)^2 \right] \quad (10)$$

Powyższe wartości naprężeń są ważne tylko dla swobodnie wirującego wieńca.

Działanie ramion wywołuje następujące zmiany. Najpierw zmniejsza stosownie naprężenia styczne; w danym przykładzie—na $\sigma = 0,705$, $\sigma_0 = 50 \text{ kg/cm}^2$, co powoduje znowu inne wartości naprężeń wewnętrznych i zewnętrznych; powtórne siły ściągające Z w ramionach wywołują zginanie wieńca i dodatkowe naprężenia σ_g , które miałyby największą swą wartość w przekroju leżącym na osi ramienia, gdzie moment

$$M = \frac{ZR}{12} = \frac{29\,000 \cdot 137,5}{12} \text{ kg cm.}$$

W rzeczywistości wykonaniu moment ten jest znacznie mniejszy, gdyż wieńiec, stanowiący rodzaj belki ciągłej, nie jest tu wolno podparty, lecz tworzy z ramieniem jedną całość, a rys. 5 pokazuje, że pokratkowane części wieńca przenoszą przypadające na nie siły odśrodkowe bezpośrednio na ramiona.

Dla pewności przyjmiemy na Z wartość wyliczoną według Tollego $Z = 29\,000$ i naprężenia obliczone z uwzględnieniem krzywizny belki dla przekrojów leżących tuż obok ramienia, a wynoszące 49,6, czyli okrągło $\sigma_g = 50 \text{ kg/cm}^2$.

Tak więc w pełnych przekrojach wieńca mielibyśmy, jako największe naprężenie, sumę $\sigma + \sigma_g = 100 \text{ kg/cm}^2$.

Najslabszemi przekrojami wieńca są jednak te, w których znajdują się otwory na cięgło stalowe i kliny, skutkiem czego występuje strata przekroju, wynosząca w danym kole 400 cm^2 . Ponadto jest jeszcze jedno niekorzystne zjawisko, na które przedtem nie zwrócono uwagi.

Jeżeli bowiem przy pomocy rys. 6 przedstawimy sobie przepływ pasków naprężeń w połączeniu wieńca, to zobaczymy, że przy danej konstrukcji cała siła przejść musi po obu stronach otworu głównego, jakby kluczami linowymi obejmującymi kliny, pozostawiając w pobliżu osi pionowej część przekroju niewyzyskaną. Skutkiem tego naprężenia ciągnące skupią się na reszcie przekroju, a wartość ich będzie wyższą od poprzednio wyznaczonej.

Jak to zaznaczyłem w pracy ogłoszonej w Technice Ciepłej 1928, cięgło zastosowane w opisanym tam kole było za grube ($d = 190 \text{ mm } \phi$), powodując przez to dalsze osłabienie samego wieńca. Przypuszczam, że stać się to mogło skutkiem zastosowania błędnego wzoru w dziele Güldnera (II wyd., str. 348), w którym zamiast i powinno być w mianowniku $\pi = 3,14$.

Normalne obliczenie dałoby dla cięgła stalowego o wytrzymałości $R_{st} = 5500$ i naprężeniu dopuszczalnym $k = 1100$, grubość 160 $mm \phi$, otwór o średnicy 170 mm i kliny o grubości 55 mm .

W takim razie strata przekroju wynosiłaby $(225 + 85) = 310 \text{ cm}^2$, niewyzyskana zaś część przekroju około 160 cm^2 , razem 470 cm^2 .

Pozostało więc $F_1 = 930 \text{ cm}^2 = 0,67F$; naprężenie przeciętne wzrosło z 50 na $50/0,67 = 75 \text{ kg/cm}^2$.

Wewnętrzne naprężenie rozciągające

$$\sigma_w = 1,15 \sigma = 1,15 \cdot 75 = 86 \text{ kg/cm}^2.$$

Naprężenie dodatkowe od zginania nie zmieniło się, ponieważ otwory znajdują się blisko osi obojętnej, gdzie występują tylko małe napięcia. Całkowite naprężenie na wewnętrznej części wieńca, tuż obok ramienia, wynosić więc będzie:

$$s = \sigma_w + \sigma_g = 86 + 50 = 136 \text{ kg/cm}^2.$$

Według *Tollego* dodaje się tylko $\sigma = 75$ i $\sigma_g = 50$, co dałoby 125 kg/cm^2 albo $s = 1,78 \sigma_0$.

Przytoczyć jednak muszą dwie okoliczności łagodzące.

Jeżeli uwzględnimy wykonane faktycznie nadlewki wzmacniające i fakt, że przed otworami na klíny paski mogą jeszcze iść razem, to dla miejsc leżących przy samych ramionach możnaby pominąć drugą stratę 160 cm^2 z powodu „niewyzyskania” przekroju. Wówczas mielibyśmy tylko stratę 310 cm^2 i przekrój pracujący $F_2 = 1090 \text{ cm}^2$.

Naprężenia ciągnące byłyby wtedy:

$$\sigma' = \frac{1400}{1090} \sigma = 64 \text{ kg/cm}^2,$$

a po wewnętrznej stronie $\sigma_w = 1,15 \sigma' = 73,5$, a wypadkowe, razem z naprężeniem rozciągającym skutkiem zginania:

$$s' = \sigma_w' + \sigma_g = 73,5 + 50 = 123,5 \text{ albo } s'' = 1,77 \sigma_0.$$

Drugą okoliczność łagodzącą stanowi niepewność obliczenia siły ciągnącej w ramieniu, która według obliczeń *Grove'go* wynosiłaby tylko 18000. Nie trzeba jednak zapomnieć o tem, że przyjęcie niższych sił ściągniętych Z pociąga znowu za sobą potrzebę wstawienia wyższych naprężeń stycznych.

Między siłami stycznymi S a poprzecznymi Z zachodzi bowiem przy 6 ramionach związek:

$$C - 2Z = 2S = 2F\sigma. \quad (11)$$

Wreszcie, osądzając znaczenie zginania wieńca, uwzględnić także musimy wpływ sztywności $B = EI$ obranego przekroju i poważną rezerwę wytrzymałości, jaką przy zginaniu stanowi wytrzymałość wewnętrznych warstw, ulegających — jak wiadomo — mniejszym naprężeniom, niż warstwy skrajne, dla których oblicza się σ_g .

Te rozważania i zastrzeżenia są i z tego względu potrzebne, ponieważ doświadczenia *Benjamina* pouczyły nas, że wpływ ramion na graniczną wytrzymałość kół był stosunkowo mały.

Obliczenie sił Z w ramionach.

Według *Grove'go* obliczymy najpierw wydłużenie λ_1 ramienia pod wpływem własnych sił odśrodkowych, przyjmując długość zredukowaną

$$l \approx \frac{3}{4} R \approx 100 \text{ cm}.$$

$$\lambda_1 = \frac{\sigma_0}{3} \cdot \frac{l}{E} = \frac{70 \cdot 100}{3 \cdot 10^6} = 0,00233 \text{ cm} \quad (12)$$

O tę długość może się też zmienić promień wewnętrzny wieńca, bez ulegania działaniu ramion.

Rzeczywiste zwiększenie promienia wieńca pod wpływem naprężenia σ_0 jest jednak znacznie większe i wynosi x , odpowiadające całkowitemu wydłużeniu wieńca o długość λ .

$$\lambda = \frac{\sigma_0}{E} 2R\pi = \frac{70}{10^6} \cdot 137,5 \cdot 6,28 = 0,06 \text{ cm};$$

$$x = \frac{\lambda}{2\pi} = 0,0096.$$

Ramię musi się dodatkowo wydłużyć o $x - \lambda_1 = 0,0064$, czemu odpowiada naprężenie, dające się obliczyć ze wzoru

$$\sigma_1 = \frac{0,0064}{100} E = \frac{0,0064 \cdot 10^6}{100} = 64 \text{ kg/cm}^2 \quad (13)$$

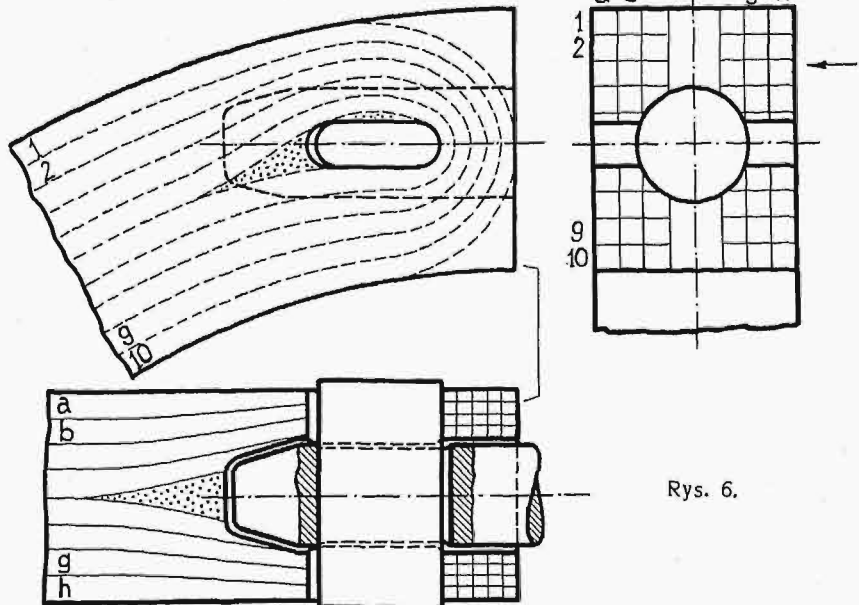
Jeżeli to naprężenie pomnożymy przez średni przekrój f ramienia, otrzymamy siłę ściągniętą Z :

$$Z = 400 \cdot 64 = 25600 \text{ kg}.$$

Siłom Z odpowiadają na wieńcu jednostajnie rozłożone (częściowe) siły odśrodkowe, wynoszące na jednostkę długości $q \text{ kg}$. Gdy zaś wieńiec stanowi belkę ciągłą podpartą na ramionach, siły Z przedstawiają wprost wielkość reakcyj podporowych belki ciągłej, przy pomocy których możemy wyznaczyć parabole momentów.

Jak pokazuje rys. 6, największą wartość mają momenty w osiach ramion, a mianowicie

$$M = \frac{Za}{12};$$



Rys. 6.

dla 6 ramion $a = R$,

$$M = \frac{ZR}{12} = \frac{25600 \cdot 137,5}{12} = 294000 \text{ kgcm},$$

podczas gdy momenty w środku łuku między ramionami wynoszą połowę tej wartości:

$$M = \frac{ZR}{24} = 147000 \text{ kg cm}.$$

Stąd naprężenia wywołane zginaniem

$$\sigma_g = \frac{M}{W} = \frac{294\,000}{8400} = 35 \text{ kg/cm}^2.$$

Obliczenie Z według Tollego uwzględnia jeszcze zakrzywienie osi wieńca, zbieżność ramion oraz krzywiznę wieńca i daje $Z = 29000 \text{ kg}$.

Pole momentów wieńca.

Przy wieńcu równej grubości i szerokości, działania odśrodkowe układają się jednostajnie wzdłuż belki ciągłej, przytrzymanej siłami Z , jakby podporami, w równych odstępach i wysokościach, jak to pokazuje dolna część rys. 4 w rozwinięciu. Odstęp podpór w tym rozwinięciu nie jest równy długości łuków kołowych, lecz najkrótszemu odstępowi a , który przy 6 ramionach równy jest wprost promieniowi średniemu R . Ponieważ suma działań odśrodkowych na każdym wycinku, wynosząca ogólnie C , równą jest zarazem sile Z w ramieniu, możemy od razu podać wielkość momentów, opierając się na znanej teorii belek ciągłych.

Momenty maksymalne występują na osiach podpór, czyli ramion i wynoszą w tym przykładzie

$$M = \frac{Z R}{12},$$

mniejsze zaś — w środku łuków wieńca wynoszą:

$$M_1 = \frac{Z R}{24}.$$

Pole momentów ograniczone jest dla każdego przęsła parabolą.

Rzeczywisty przebieg linii momentów w pobliżu osi ramion będzie jednak znacznie złagodzony, jak to przedstawia w przybliżeniu hipotetyczna krzywa kreskowana, a to z powodu bezpośredniego przeniesienia działań odśrodkowych na ramiona bez zginania (p. rys. 6) i z powodu litego połączenia ramion z wieńcem. Następnym tego będzie zmniejszenie momentu, przypuszczalnie do tej samej wartości, co

na środku przęsła, t. zn. do $\frac{Z R}{24}$.

Dodać jeszcze trzeba, że tylko ta część działań odśrodkowych na wieńiec może powodować zginanie, która jest w równowadze z siłami Z ramion.

Jeżeli przyjmiemy na Z wartość, obliczoną według Tollego, $Z = 29000 \text{ kg}$, to największy moment byłby

$$M = \frac{Z R}{12} = \frac{29000 \cdot 137,5}{12} = 332000 \text{ kgcm};$$

naprężenie zginające

$$\sigma_g = \frac{M}{W} = \frac{332000}{8400} = 39,6 \text{ kg/cm}^2$$

Moment faktyczny, działający tuż obok zarysu ramienia, jest jednak mniejszy (por. rzędne na wykresie), a w przybliżeniu równy $\frac{Z R}{24}$, skutkiem czego i naprężenie wypadnie $\sigma' = 19,8 \text{ kg/cm}^2$.

Obliczenie wymiarów cięgiła (ściągła).

Ponieważ dwa cięgiła wraz z 4 śrubami piasty łączą ze sobą połówki koła, trzeba obliczyć siłę odśrodkową dla połowy koła, składającą się z siły C połowy samego wieńca, siły odśrodkowej C_r trzech ramion i piasty C_p ;

$$C = \frac{G_w V^2 \cdot 2}{2g\pi R} = 196\,000, \text{ okrągło } 200\,000 \text{ kg}, \quad (14)$$

$$\text{bo } C = \frac{8970 \cdot 950}{9,81 \cdot 3,14 \cdot 1,375}$$

Dla siły odśrodkowej 3-ch ramion, przy $i = 6$, mamy wzór:

$$\frac{G_a \cdot r_a \cdot n^2}{450} = \frac{208 \cdot 0,76 \cdot 214^2}{450} = 16\,100 \text{ kg}. \quad (15)$$

Ponieważ piasta ściągnięta jest bezpośrednio 4 śrubami, pomijamy przy obliczeniu ściągów działanie C_p . Suma sił wynosi zatem $C' = 216\,000 \text{ kg}$ i rozkłada się na dwie siły S' po $110\,000 \text{ kg}$.

Jedno cięgiło ma wytrzymać całą siłę S' .

Starając się jak najmniej osłabić przekrój wieńca, bierzemy cięgiło stalowe o wytrzymałości $K = 5500$ i naprężeniu dopuszczalnym $k = 1100 \text{ kg/cm}^2$. Po wstępnym obliczeniu, obieramy średnicę $d = 16 \text{ cm}$ i klin stalowy o grubości $5,5 \text{ cm}$. W najszlubszym miejscu cięgiła zostanie przekrój:

$$f_0 = \frac{\pi}{4} 16^2 - 5,5 \cdot 15,5 = 120 \text{ cm}^2.$$

Stąd przeciętne naprężenie cięgiła

$$\sigma_1 = \frac{110\,000}{120} = 918 \text{ kg/cm}^2.$$

Mając jeszcze pewną rezerwę, polecimy zmontować połączenie z silnym napięciem początkowym, np. $1,2\sigma_1 = 1100$, co odpowiada założonemu naprężeniu dopuszczalnemu.

Przekrój wieńca w miejscu połączenia.

Na pomieszczenie cięgiła trzeba zostawić otwór o średnicy $d' = 17 \text{ cm}$, na kliny odpada $5,6 (32 - 17) = 84 \text{ cm}^2$. Strata przekroju wynosi: $\frac{\pi}{4} 17^2 + 84 = 310 \text{ cm}^2$. Dodatkowa strata, skutkiem opisanego już niewyzyskania środkowego pasa przekroju (rys. 6), wyniesie około 160 cm^2 . Obie straty razem $310 + 160 = 470 \text{ cm}^2$, pozostanie więc $f = 930 \text{ cm}^2$, będące podstawą ostrożnego obliczenia naprężenia.

Obliczenie piasty.

Piasta jest wykonana z silnymi przekrojami i z dobrym rozkładem mas, bez obręczy ściągających. Pełny przekrój po każdej stronie ma po 1064 cm^2 , w miejscach osłabionych przez rowki na kliny styczne odpada po 134 cm^2 i pozostaje tylko po 930 cm^2 . Promień otworu w piaście $r = 18 \text{ cm}$, promień średni $r_s = 28,8$, zewnętrzny $r = 36 \text{ cm}$.

Siła odśrodkowa połowy piasty wynosi

$$C = \frac{m 2 r_s}{2\pi} \omega^2 = 5800 \text{ kg.}$$

Na połączenia śrubowe i pełne przekroje piasty działają siły C_p , $2Z$ i siła odśrodkowa trzech ramion;

$$Y = 5800 + 58000 + 16000 = 79800 \approx 80000 \text{ kg.}$$

Stąd

$$\sigma_p = \frac{80000}{2 \cdot 930} = 43 \text{ kg/cm}^2.$$

Podczas wypadku pękły jednak przekroje osłabione rowkami na kliny, przyczem siła działająca była nieco mniejsza:

$$Y' = 13860 + 50000 + 3400 = 67260 \text{ kg.}$$

Siła ta, rozłożona na dwa przekroje $f \cos \alpha = 800 \text{ cm}^2$, dała

$$\sigma_p' = \frac{67260}{2 \cdot 800} = 42 \text{ kg/cm}^2.$$

Obliczenie z uwzględnieniem zakrzywienia piasty, które zresztą w tym właśnie miejscu jest wogóle wątpliwe, jak to słusznie zauważył prof. ten Bosch, dałoby przy pomocy wzoru (10)

$$\frac{\sigma_w'}{\sigma_p'} = \frac{I}{4} \left(\frac{r_z}{r_s} \right)^2 \left[3,25 + 0,75 \left(\frac{r_w}{r_z} \right)^2 \right] = 1,33;$$

$$\sigma_w' = 57,2 \text{ kg/cm}^2.$$

Ważniejszym jest działanie półkarbu, jaki tutaj stanowi wcięcie na klin, zaopatrzone zaokrągleniem o promieniu zaledwie 2-milimetrowym; może ono bowiem spowodować lokalne zwiększenie naprężeń nawet na 2,5 σ_p . Z tego powodu należałoby dawać zaokrąglenia o promieniach 5 do 8 mm, a dodanie pierścieni ściągających usunęłoby wogóle niebezpieczeństwo pęknięcia.

Zresztą zaznaczyłem już w poprzednim referacie, że pęknięcie piasty nie mogłoby wywołać rozpadu samego koła, dopóki wieniec pozostaje nienaruszonym, a w omawianym przekroju wieniec ma właśnie dwa pełne, a więc mocniejsze przekroje.

Dalsze rozważania nad naprężeniami w piastce znajdują czytelnicy w cytowanych referatach prof. Boscha i Hubera (Techn. Ciepła 1928).

Graniczna prędkość koła danej konstrukcji da się określić, gdy się zna wytrzymałość materiału i największe naprężenia wypadkowe wienca, które tu występują, jak zwykle, w pobliżu miejsc złączenia.

W danym przypadku miała leizna żeliwna mieć pierwotnie do 1800 kg/cm^2 wytrzymałości, podczas gdy próby wykonane już po rozpadzie koła wykazały tylko wartości 900 do 1150 kg/cm^2 na rozciąganie. Na zginanie wytrzymałość byłaby znacznie większa, przypuszczalnie około 1,7 K . Moim zdaniem, próbowanie materiału lanego, który już przeżył próbę rozsądzenia przez siły odśrodkowe, niszczące związek wszystkich cząstek, będzie zawsze dawało wartości niższe od pierwotnych.

Do naszego rachunku przyjmiemy taką wartość na K , jaką miały koła modelowe przy do-

świadczeniach amerykańskich, gdyż to nam ułatwi porównanie wyników.

Z podanych związków wiemy, że naprężenia przy różnych liczbach obrotów mają się do siebie jak kwadraty przynależnych liczb obrotów, albo kwadraty prędkości kątowych, albo też odnośnych prędkości obwodu średniego. Mamy stąd równe sobie stosunki:

$$\left(\frac{n'}{n} \right) = \left(\frac{V'}{V} \right) = \left(\frac{\omega'}{\omega} \right) = \sqrt{\frac{K}{s}} = \sqrt{\frac{1250}{136}} = 3,04 \dots (16)$$

Graniczna więc liczba obrotów byłaby około 3 razy większa niż normalna, czyli 650 obr. wobec 214 obr., a prędkość 94 m/sek wobec 31 m/sek . W rzeczywistości koło wytrzymałoby nawet trochę wyższe prędkości, gdyż wstawione do wzoru naprężenie s jest lokalnym maximum, wobec którego wieniec ma jeszcze pewną rezerwę wytrzymałości.

Rozważania nasze wykazały, że przy liczeniu tylko na przeciętne naprężenie trzeba przyjmować naprężenia dopuszczalne niższe, nieprzekraczające 100 kg/cm^2 , przy dokładniejszym zaś obliczeniu i pod każdym względem poprawnej konstrukcji stosować można i wyższe naprężenia (150 do 200).

Na szczególną uwagę zasługuje konstrukcja części łączących, o ile podziału koła uniknąć nie można, przyczem ciągła powinny być z bardzo dobrej stali, o wysokiej wytrzymałości, aby potrzebne na nie otwory wypadły jak najmniejsze, a masa przeszła złączonego była o ile możności równa masie innych przesł. Ciągło umieścić należy blisko osi ciężkości wienca, aby ulegało jak najmniejszym momentom, ze względu zaś na skupianie się wyższych naprężeń na wewnętrznej części wienca, należałoby używać raczej symetrycznych przekrojów, podobnych do podwójnego T, aniżeli węższego przekroju wewnętrznego, jak się to zwykle robiło ze względu na ewentualne zastosowania napędu pasowego.

Przy bardzo wielkich prędkościach np. ponad 40 m/sek , korzystny byłby nawet kształt zbliżony do trapezu, którego szerszy bok znajdowałby się wewnątrz wienca.

Literatura.

Grove: Maschinenteile, str. 281.

Lindner: Maschinenelemente, str. 116.

Tolle: Regelung der Kraftmaschinen, wyd. III.

Goebel: Schwungradexplosionen Z. V. D. I. 1899, 237.

Unwin: Elements of machine design, 276.

Körner: Bau der Dieselmotoren, wyd. I, 245.

Timoszenko-Huber: Wytrzymałość materiałów, str. 297 etc.

Unold: Statik, 238.

Gans: O kołach pasowych Przegl. Techn. 1926, 256.

Biedrzycki: Eksplozja koła zamachowego. Techn. Ciepła 1928.

Bosch:	} Onaprężeniach w kołach zamachowych	Tech. Ciepła 28, 108
Hauswald:		" " 113
Huber:		" " 82, 116
Selikowski:		" " 120.

O wytrzymałości cementów krajowych.

Napisał A. Kobyliński.

Na terenie ziem polskich, bogato zaopatrzonych w złoża wapniaka, marglu i kredy — podstawowych surowców do wypalania cementu portlandzkiego, rozwija się w dość szybkim tempie przemysł cementowy. Z istniejących piętnastu fabryk, większość znajduje się w Zagłębiu węglowym, pozostałe rozrzucone są po całym kraju. Roczna zdolność produkcyjna wszystkich cementowni wynosiła w roku 1924 — 1 200 000 tonn, zaś w roku 1927 — 1 400 000 tonn. Nawet przy intensywnym rozwoju ruchu budowlanego, taka ilość cementu nie znalazłaby zbytu w kraju i jest obliczona na wywóz zagranicę¹⁾. Aby móc jednak konkurować na rynkach obcych, musiał cement polski pod względem swych zalet dorównać cementom zagranicznym. W tym też kierunku przemysł cementowy wyężył swe siły, otrzymując z roku na rok coraz wyższe wytrzymałości cementów normalnych, oraz przystosowując się stopniowo do produkcji cementów wysokowartościowych, t. j. o-

mentu przyjmuje się wytrzymałość 28-dniową, która brana jest za podstawę przy obliczeniach i dla tego budowle betonowe i żelbetowe dopiero po upływie 28 dni od czasu ich wykonania mogą być uważane za dostatecznie wytrzymałe.

Cementy wysokowartościowe różnią się od normalnych szybszym wzrostem wytrzymałości, a mianowicie już w pierwszych dniach twardnienia osiągają wysoką wytrzymałość, a począwszy od dnia 7 dalsze przyrosty są już stosunkowo nieznaczne. Wobec tego dla cementów wysokowartościowych może być przyjęta za miarodajną wytrzymałość 7-dniowa. Takie skrócenie przepisowego terminu miarodajnej wytrzymałości znacznie upraszcza i przyspiesza wykonanie robót.

Na podstawie prowadzonych od szeregu lat badań nad cementami krajowymi, zestawilem poniżej przytoczone tabele i wykresy, które uwypuklają wielki krok naprzód w wyrobie cementów polskich.

TABELA I
Zestawienie najniższych wyników prób z poszczególnych lat

Data wykonania próby	Pozostałość na sicie Nr.		Wytrzymałość w kg/cm^2						
	900 w %	4900 w %	Rozciąganie				Ściskanie		
			Zaczyn		Zaprawa 1:3				
			7 dn.	28 dn.	7 dn.	28 dn.	3 dn.	6 dn.	28 dn.
1922	0,8	20,0	32	44	18	26	—	168	277
1923 (a)	1,0	21,0	38	47	15	20	—	199	288
(b)	0,8	21,5	24	42	15	26	—	146	279
1922 (a)	1,5	25,0	42	58	25	28	—	220	329
(b)	4,0	34,0	32	46	20	27	—	193	228
1925 (a)	0,1	7,6	39	60	24	29	—	264	412
(b)	0,1	7,2	47	60	25	32	—	280	360
1926 (a)	0,2	18,2	52	—	26	37	117	248	432
(b)	0,2	13,1	35	—	21	27	143	200	278
1927 (a)	0,1	6,8	63	—	34	41	246	337	443
(b)	0,2	16,5	43	—	29	34	139	282	411

(a) cementy dostarczone z fabryk.

(b) cementy dostarczone z budowy.

siągających wysokie wytrzymałości w pierwszych dniach twardnienia. Udoskonalenia te osiągnięto nie zmieniając składu chemicznego cementu, a jedynie drogą bardziej ulepszonej fabrykacji.

Jak wiadomo, cementy twardniejąc zyskują z dnia na dzień na wytrzymałości, wzrastającej stale wraz z czasem. W cementach normalnych w przeciągu pierwszych czterech tygodni przyrosty wytrzymałości są dość znaczne, w dalszym ciągu przyrosty te w stosunku do czasu są już niewielkie. Z tego względu za miarodajną wytrzymałość ce-

Tabela I podaje najniższe wytrzymałości, otrzymane z pośród wszystkich badanych cementów, dla każdego roku osobno, przyczem literą (a) oznaczone są cementy dostarczane bezpośrednio z fabryk, literą (b) — cementy z różnych placów budowy i składów. Zarówno pod względem wytrzymałości, jak i stopnia zmielenia, widzimy z roku na rok poprawę i jeżeli weźmiemy pod uwagę cementy oznaczone (a), to począwszy od roku 1925 nie spotykamy normalnej zaprawy cementowej o wytrzymałości niższej od $400 kg/cm^2$ na ściskanie po 28 dniach. Cementy oznaczone (b) dawały wytrzymałości niższe od poprzednich, co należy przypisać dostarczaniu ich do badania w stanie wilgotnym lub zwietrzałym.

¹⁾ W roku 1927 wytworzono tylko 52% ogólnej zdolności produkcyjnej, przyczem wywieziono zagranicę 150 400 tonn.

TABELA II

Zestawienie wyników prób z 3 fabryk.

Fabryka	Data wykonania próby	Warunki wiązania godz. i min.		Pozostałość na sicie 4900 w %	Wytrzymałość w kg/cm^2						Stosunek $\frac{b-a}{a}$ w %
		początek	koniec		Rozciąganie			Ściskanie			
					Zaczyn		Zaprawa 1:3				
					7 dn.	28 dn.	7 dn.	28 dn.	7 dn. (a)	28 dn. (b)	
A	1922	2 ⁴⁰	5 ³⁰	17,9	59	65	31	39	272	420	54
	1923	2 ⁰⁰	4 ⁴⁵	15,5	59	66	36	41	461	544	18
	1924	2 ⁴⁰	4 ¹⁰	12,7	61	61	35	39	498	553	11
	1925	1 ⁴⁰	4 ⁵⁰	5,0	66	76	43	46	586	658	12
B	1923	3 ¹⁰	5 ⁴⁰	20,0	37	42	24	31	232	448	93
	1924	3 ³⁵	6 ³⁰	14,5	59	62	33	35	456	562	23
	1926	2 ³⁰	5 ³⁰	9,8	74	—	46	48	570	671	18
C	1922	—	—	—	—	—	25	36	176	423	140
	1922	4 ²⁰	6 ⁴⁵	6,5	35	55	27	36	313	475	52
	1923	4 ⁵⁰	6 ¹⁵	7,0	37	58	30	36	341	456	34
	1924	4 ⁰⁰	6 ²⁰	4,3	38	50	31	36	414	489	18

W tabeli II mamy zgrupowane wyniki prób cementów z trzech fabryk. Widzimy tu, że lata 1923 i 1924 były przełomowe w pracy nad udoskonaleniem fabrykacji cementów. W tym czasie osiągnięto znaczne podniesienie wytrzymałości 28-dniowej, co widzimy z zestawień fabryk A i B; nadto otrzymano cementy wysokowartościowe, co widoczne jest w zestawieniu wszystkich trzech fabryk. Uwypukla to zamieszczony w ostatniej rubryce tabeli procentowy przyrost wytrzymałości po 28 dniach w stosunku do wytrzymałości 7-dniowej.

Cement fabryki C, chociaż w wytrzymałości 28-dniowej przyrostu znaczniejszego nie wykazał, jednak dzięki znacznemu przyrostowi wytrzymałości 7-dniowej, stał się cementem wysokowartościowym, choć stosunkowo słabszym od cementów dwóch pierwszych fabryk.

W tabeli widzimy również wyraźny wpływ stopnia zmielenia cementu na wytrzymałość, która wzrasta w miarę zmniejszania się pozostałości na sicie Nr. 4900.

TABELA III.

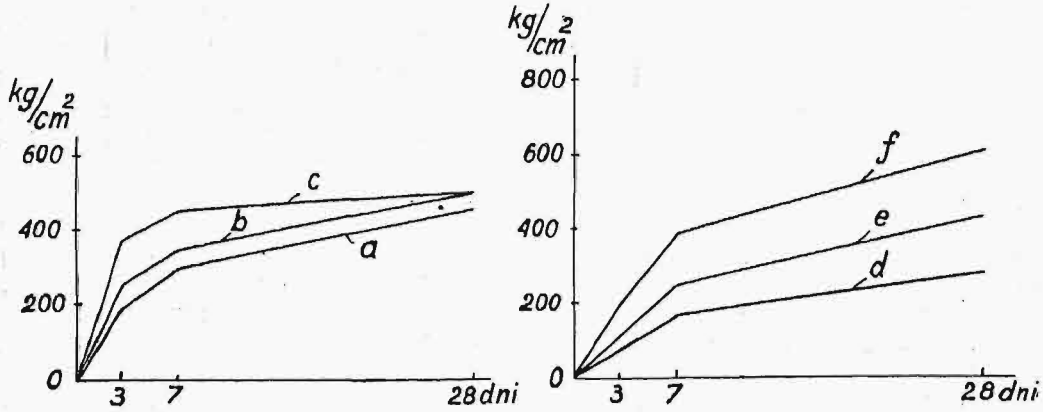
Zestawienie wyników prób cementów normalnych i wysokowartościowych

Nr. odnośnego ry-sunku	Oznaczenia cementów	Pozostałość na sicie 4900 w %	Wytrzymałość w kg/cm^2						Stosunek $\frac{b-a}{a}$ w %
			Rozciąganie			Ściskanie			
			Zaczyn		Zaprawa 1:3				
			7 dn.	7 dn.	28 dn.	3 dn.	7 dn. (a)	28 dn. (b)	
1	a	10,9	—	31	41	185	294	450	53
	b	5,7	—	34	42	249	343	502	46
	c	3,15	—	37	43	371	455	500	10
2	d	20,0	32	18	26	—	168	277	65
	e	18,2	52	26	37	117	248	432	74
	f	5,5	60	33	43	194	387	607	57
3	e	18,2	52	26	37	117	248	432	74
	g	9,5	57	31	39	242	360	444	23
4	h	14,5	43	29	36	190	332	650	96
	k	5,0	66	43	46	458	586	658	12

Tabela III została zestawiona dla cementów różnych fabryk, w celu wykazania zależności z jednej strony między cementami normalnymi, poczynając od słabych, przez średnie do najwytrzymałszych, czyli t. zw. przednich, z drugiej — między cementami normalnymi a wysokowartościowymi. W części 1 mamy zestawienie trzech różnych cementów tej samej fabryki. Cementy (a) i (b) mają własności analogiczne, wytrzymałości ich wzra-

Załączone wykresy na rys. 2 jasno tę sprawę przedstawiają.

W części 3 i 4 tabeli III mamy zestawienia cementów normalnych: średniego (e) i przedniego (h) z odpowiadającymi im cementami wysokowartościowymi (g) i (k). Bliższe wyjaśnienia są tu zbędne, same wykresy na rys. 3 i 4 doskonale wykazują, jakie korzyści otrzymujemy przez zastosowanie cementu wysokowartościowego.

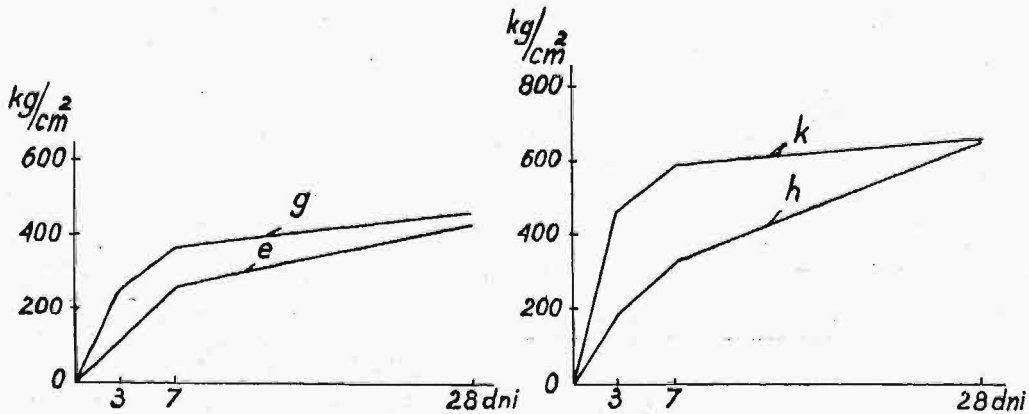


Rys. 1 i 2.

stają równoległe do siebie w stosunku do czasu, cement (b) jest ogólnie lepszy od cementu (a), cement zaś (c) jest cementem wysokowartościowym. Jego wytrzymałość 28-dniowa odpowiada tejże wytrzymałości cementu (b), ale znaczny wzrost wytrzymałości w terminie 7-dniowym stawia go wyżej od cementów (a) i (b). Zależności te uplastycznia rys. 1, gdzie mamy wykresy wytrzymałości

Z powyższych zestawień i wykresów widzimy, że polskie cementy, czy to normalne, czy wysokowartościowe, osiągają duże wytrzymałości, przewyższające znacznie obowiązujące normy (PNB—201).

Należy tylko zwrócić uwagę, że cement w ogóle, a wyższych gatunków w szczególności, gdzie mamy do czynienia z bardzo drobno zmielonym



Rys. 3 i 4.

normalnej zaprawy cementowej na ściskanie dla wszystkich trzech cementów.

W części 2 tabeli II mamy zestawienie trzech różnych cementów normalnych, poczynając od słabego (d), przez średni (e) do przedniego (f). Wszystkie trzy z biegiem czasu zyskują proporcjonalnie na wytrzymałości, posiadają więc własności cementu normalnego, tylko o różnych wytrzymałościach 28-dniowych.

proszkiem, jest materiałem ogromnie wrażliwym na wpływy atmosferyczne. Ażeby więc otrzymać rękojmię, że cementy wysokowartościowe użyte na budowie dadzą rzeczywiście wyniki takie, jakich się od nich — na zasadzie badań laboratoryjnych — spodziewać można, trzeba nie tylko racjonalnie wytwarzać beton, ale trzeba mieć również cement świeży, starannie przechowywany, w pomieszczeniach należycie zabezpieczonych od wilgoci i mrozu.

Kryzys samowystarczalności naftowej w Polsce.^{*)}

Napisał *Wacław Holewiński, Inż. gór.*

Środki zaradcze.

Jeżeli nie mamy pójść w niewolę ekonomiczną, a w następstwie i polityczną, to musimy szukać środków zaradczych, i to o tyle szybko, aby nietylko znaleźć rozwiązanie w przeciągu 2—3 lat, ale osiągnąć w tym czasie pełny skutek przemysłowy. Trudne to, ale i wdzięczne zadanie.

Najkorzystniejsze byłoby znalezienie nowego bogatego zagłębia naftowego. Z wielu jednak względów ewentualność tę należy wykluczyć wogóle z obliczeń.

Na to, żeby nowe zagłębienie zabezpieczyło nam samowystarczalność, musiałoby ono nietylko pokryć wzrost spożycia o jakie 20% rocznie, co już w r. 1930 wyrazi się cyfrą ponad 100 000 t, ale wyrównać spadek zagłębia borysławskiego, dającego około 85% naszej produkcji. Cała groza naszej sytuacji polega właśnie na zupełnej zależności od jedynego źródła, produkującego już przeszło 30 lat, które osiągnęło swą maksymalną wydajność dwadzieścia lat temu.

Zasadniczą cechą eksploatacji ropy jest ciągłe przesuwanie się miejsc produkcji. Nawet w wypadku, kiedy mówi się o jednym zagłębiu naftowym, każdy rok zaznacza się zamieraniem starych części terenu i braniem do eksploatacji coraz to nowych. W wypadku intensywnej gospodarki, wyraża się to powstaniem kilkuset nowych szybów na nowym terenie i zupełnym wyeksploatowaniu go w przeciągu paru lat. Tak pracuje przemysł amerykański u siebie i na terenach opanowanych. W tych warunkach, gdzie cała dotychczasowa produkcja zagłębia borysławskiego — około 20 milion. tonn, a całej Polski 30 milj. tonn, — wystarczyłaby na cztero miesięczne spożycie Stanów Zjednoczonych (60 000 000 t), przemysł naftowy trzyma się tylko bardzo intensywnym odkrywaniem coraz to nowych terenów naftowych. Nawet najbogatszy na świecie teren naftowy, półwysep apseroński, stale przesuwa miejsca wydobycia.

Do kwestji Borysławia wróć jeszcze, zaznaczam jednak, że przed paru laty prowadzono bardzo intensywne poszukiwania w nowym dużym terenie naftowym w okolicach Bitkowa, które dały bardzo skromne wyniki pozytywne, stwierdzając zato z całą pewnością nieistnienie złóż o większym znaczeniu.

Dość intensywna praca szeregu geologów, w przeciągu ostatnich paru lat, dała ogólny zarys budowy pasa podkarpackiego, nie przynosząc jednak prawie żadnych danych dla owocnych poszukiwań praktycznych.

Technice wiertniczej potrzeba bardzo dokładnych zdjęć topograficzno - geologicznych, któreby wyjaśniły zawiłą budowę podziemia. Ten wąski, ale technicznie ogromnie ważny zakres działania

jest polem pracy dla inżyniera-górnika z odpowiednią praktyką. Technika takiej pracy nie została jeszcze nigdzie opisana i bardzo mało jest specjalistów z tej dziedziny. Prace tego rodzaju prowadzono z doskonałymi wynikami na Kaukazie. Brało w nich udział paru Polaków.

Jestem głęboko przekonany, że praca paru inżynierów, którzy przed wojną brali udział w stworzeniu tych nowych metod poszukiwawczych, wyjaśniłaby wiele naszych zagadek tektonicznych w przeciągu krótkiego czasu. A zagadek takich mamy pod dostatkiem. Weźmy np. tylko Borysław.

Zdawaćby się mogło, że parę tysięcy wierceń na kilkunastu kilometrach kwadratowych pozwoliłyby poznać wszystkie szczegóły i tajniki budowy. Tymczasem znajomość geologiczna tego zagłębia ogranicza się do nagromadzenia wielkiej ilości faktów, nie pozwalających na wyciągnięcie jakichkolwiek wniosków. Dwa zasadnicze dla eksploatacji pytania, mianowicie wyjaśnienie przyczyn zmiennej miąższości najważniejszego pokładu, piaskowca podmenilitowego, i rozmaitego stopnia jego nasycenia pozostają wogóle bez odpowiedzi. Również z granic zagłębia dość dokładnie znana jest tylko północna, przebieg przedłużenia wschodniego jest właściwie nieznaną, zachodniego — objaśniany uskokiem, bez należytego związania ze złożami w Nahujowicach. Wogóle uskok zjawia się jak „deus ex machina” wszędzie tam, gdzie napotykamy niewyjaśnioną sytuację.

Zapadające skrzydło południowe odwiercane jest na chybił trafił, bez najmniejszej możliwości prognozy wyników. Równie niejasna jest kwestja zawodnienia. Zaznaczyć należy, że potrzebne są bardzo dokładne badania, gdyż często odległość 15 m decyduje o rentowności szybu.

Co do badań geofizycznych, to mogą one dać bardzo cenne wskazówki, i to prędzej na podgórzu Karpat, niż w górzystych okolicach złóż ropowych, nie dadzą jednak zdjęcia terenu z dokładnością, potrzebną dla techniki.

Wzmiankowana metoda badań ma za sobą, oprócz dokładności, szybkość wyników, gdyż np. zbadanie Borysławia dałoby się przeprowadzić w przeciągu jednego roku, przy pomocy 1—2 kierowników i kilku sił pomocniczych. Koszta więc byłyby niewielkie (badania tego rodzaju prowadził w Zachodniej Małopolsce jeden z współtwórców tej metody badań na Kaukazie; wyniki badań, będące własnością prywatną, nie zostały ogłoszone).

Wyjaśnić jeszcze muszę, dlaczego badań tych nie należy powierzać geologom. Badania tego rodzaju prowadzone być mogą na terenie, którego główne zarysy geologiczne są już znane, celem ich jest określenie, ze ścisłością techniczną, szczegółów budowy warstw i oznaczenie miejsc przyszłych szybów, wraz z narysowaniem profilu pokładów, przed rozpoczęciem wiercenia. Wyznaczania szybów większość geologów nie lubi, czyni to raczej

^{*)} Dokończenie do str. 720 w № 37 r. b.

z konieczności, uprzedzając o wysokim stopniu niepewności. Równie mylnym byłoby obarczanie metalografa konstrukcją maszyn. Przytem należy jeszcze zaznaczyć, że żaden z geologów nie uważa tej, czysto technicznej, pracy za właściwą dziedzinę swej kompetencji. Nieporozumienia w tej dziedzinie sięgają bardzo daleko, gdyż wyznaczania miejsc szybów podejmowali się, bardzo szanowni zresztą, specjaliści paleobotaniki lub zoologii.

Dlaczego badania te należałoby rozpocząć od Borysławia, i to już w bieżącym roku? Z trzech powodów. Po pierwsze dlatego, że oparte na tych badaniach wiercenia będą wymagały przynajmniej 18-tu miesięcy do osiągnięcia pierwszej produkcji, czyli że produkcja ich przypadłaby już na czas naszego deficytu naftowego. Po drugie, ze względu, że ze znanych zagłębi tylko borysławskie może dać produkcję o wymaganych rozmiarach. Po trzecie, że bliskość centrum przemysłu pozwoli przeprowadzić wiercenia w szybkim tempie, podczas gdy odkrycie i puszczanie w ruch nowych zagłębi wymaga u nas przynajmniej pięciu lat.

Badania powyższe mogłyby dać wyniki o tyle szybko, że przesunęłyby grożący kryzys naftowy przynajmniej o kilkanaście miesięcy. Usunąć go jednak prawdopodobnie nie zdołają.

Dlatego też główne rozwiązanie widzę na innej drodze.

Odbudowa górnicza złóż naftowych.

Badania złóż naftowych wykazały, że otwory wiertnicze wydobywają na powierzchni tylko niewielką część ich zawartości, około 15—20%. Ropa, zawarta pomiędzy porami piaskowca, może być uważana za płyn, kiedy znajduje się pod ciśnieniem kilkudziesięciu, czy kilkuset atmosfer. Wywiercenie otworu spowoduje spadek ciśnienia, przede wszystkim przez wypływ gazów, i wtedy wydzielanie się ropy podlega prawom lepkości i wiskozności. W wyniku około 80% ropy pozostaje nieknięte w złożu.

Jeżeli więc dostaniemy się do złoża, to, teoretycznie biorąc, będziemy rozporządzać ilością ropy trzy lub czterokrotnie większą od całej dotychczasowej produkcji złoża. Próba tego rodzaju eksploatacji ropy odbudową górniczą w Pechelbron (Alzacja) dała nadzwyczaj ciekawe wyniki. Okazało się, że przeprowadzenie chodników wywołuje osiadanie złoża i wyciekanie ropy w ilości około 40% pierwotnej zawartości. Reszta, również około 40%, nie daje się wydobyciem tym sposobem, wymaga wydobycia piaskowca roponośnego ze złoża, rozkruszenia i przemycia, tak, że w pierwszym okresie eksploatacji nie powinna być brana w rachubę. Wydobycie jej może pozostawać poniżej granicy opłacalności.

Do odbudowy górniczej nadają się przede wszystkim złoża już wyczerpane przez wiercenia, z których już uszła większość gazów. Kwestja zawodnienia nie będzie grać decydującej roli, będzie można nawet odwodnić złoża zatopione. Również głębokość nie będzie mieć zbyt wielkiego wpływu, gdyż eksploatacja polegać będzie przede wszystkim na biciu chodników, bez wydobywania same-

go piaskowca, stanowiącego złożę. Zarówno więc ilość wydobytego materiału, jak i zatrudnionych ludzi, będzie niewielka. Wydobycie ropy i wody, przy pomocy pomp, może być prawie całkowicie zautomatyzowane. Cała trudność polegać będzie na wentylacji i zabezpieczeniu przeciwko możliwości wybuchu. Są to jednak zadania napotymane w wielu kopalniach węgla i zupełnie możliwe do rozwiązania, szczególnie przy niewielkiej ilości zatrudnionych ludzi.

Jakie ilości ropy można otrzymać tą drogą? Ilość kopalń, eksploatowanych tą metodą, jest zbyt mała jeszcze, aby statystyka mogła dać zupełnie pewną odpowiedź. Dla orientacji podaję, że w Pechelbron jeden metr chodnika produkował przeciętnie 10,7 tonn, a 1 m³ piaskowca dawał 112 kg ropy. Gdyby przeciętne wyniki dla złóż naszych okazały się podobne, to wystarczyłoby przeprowadzić 10 000 m bież. chodników dla uzyskania 100 000 tonn ropy. Przy daleko posuniętem zmechanizowaniu pracy i wprowadzeniu trzech zmian, wystarczy kilkunastu, conajwyżej kilkudziesięciu, ludzi na dole do otrzymania powyższej produkcji. Konserwacja chodników w pokładzie ropnym będzie ułatwiona przez stosowanie poddającej się odbudowy, aby ułatwić osiadanie się złoża. Chodniki stałe można będzie prowadzić w skale pływnej o odpowiedniej wytrzymałości.

Pierwsze kopalnie wymagać będą od kierownictwa pewnej dozy pomysłowości i pracy twórczej, trudności jednak leżą w granicach możliwości dzisiejszej techniki.

Konieczne zmiany ustawodawcze.

Powstanie nowego rodzaju wydobywania ropy musi być poprzedzone przez odpowiednie zmiany w prawodawstwie i przepisach policji górniczej.

Przedewszystkiem zniknąć musi rozczłonkowanie terenów. Cały „pas naftowy” (siodło) musi być eksploatowany jako całość, przez jeden zarząd techniczny, a przynajmniej przy porozumieniu technicznym paru zarządów, — jeżeli pas naftowy, ze względu na swą rozciągłość, będzie musiał być podzielony pomiędzy parę kopalń.

Pasy naftowe podkarpackie są, naogół, wąskie. Oznaczenie minimalnej szerokości pasa, oddawanego pod eksploatację, na 1000 m zapobiegnie dzieleniu pasa na szerokość. Chodziłoby głównie o określenie długości. Jako minimum uważałbym 2000 m, przyczem siodła nie przekraczające 6000 m musiałyby stanowić jedną kopalnię. Koncesja musiałaby obejmować wszystkie piętra, bez możliwości oddawania ich w eksploatację różnym towarzystwom.

Warunki powyższe wykluczają możność utrzymania dzisiejszego prawodawstwa, wiążącego własność powierzchni i podziemia. Na złoża naftowe musi być rozciągnięta w całej pełni normalna ustawa górnicza, bez żadnych ustępstw.

Zasada „akcesji”, t. j. rozciągnięcia praw właściciela powierzchni na podziemne złoża minerałów bitumicznych, została wprowadzona w Małopolsce dopiero w r. 1884.

Wtedy myślano o zapobieżeniu opanowaniu naszych bogactw naftowych przez kapitał obcy i o wyciągnięciu zysków dla wielkiej własności. Dziś tereny naftowe, jeśli nie są jeszcze w obcych rękach, to nabywane są od chłopów, w pasach, od paru metrów szerokości. Trzeba wielkiej dyplomacji, długich zabiegów i licznych pośredników, aby zaspokoić wszelkie żądania i ambicje drobnych posiadaczy, nie mających żadnego pojęcia o życiu przemysłowym. Pomimo to nieraz zakontraktowanie potrzebnego terenu staje się niemożliwością. Żądania w gotówce, świadczeniach i udziałach brutto rosną bez miary. Doszło do tego, że posiadacze ogromnych terenów na południowym przedłużeniu fałdu borysławskiego, spadkobiercy Dawida Lindenbauma, tworzący coś w rodzaju fikcyjnego towarzystwa akcyjnego, o przeszło stu członkach, żądają — i otrzymują — 40% produkcji, oprócz słonych opłat wszelkiego rodzaju. O prawidłowej gospodarce na całym złożu, według jednego planu, nie może być mowy w tych warunkach. Stan taki nie tylko podnosi koszt eksploatacji, ale przyczynia się bardzo do marnowania i tak już niewielkiej zawartości złóż.

Mimoходом dodać można, że na czoło „pokrzywdzonych” przez zmianę dzisiejszego prawodawstwa wystąpią nie osoby najbardziej zainteresowane, ale wysunięte będą „interesy społeczne” gmin Tustanowice i Mraźnica, posiadających sporą ilość bruttów, co bynajmniej nie wpłynęło na powstanie urządzeń kulturalnych w tych gminach.

Min. Przem. i Handlu opracowało projekt nowej ustawy naftowej, będący kompromisem między stanem dzisiejszym, a ustawą górniczą. Zostają utrzymane udziały brutto dla właściciela terenu, ale w określonej wysokości 5% produkcji, z zakazem sprzedaży ich osobno od terenu. Zakaz ten pozostanie czystą fikcją, gdyż zawsze znajdują się sposoby jego obejścia, choćby w formie wpisania prawa zastawu na dochodach bruttowych. Przytem ustawa proponuje okres przejściowy, trwający pięć lat, podczas którego dzisiejsze prawa poszukiwania ropy pozostałyby nienaruszone. Praktycznie biorąc, wolność poszukiwania ropy na mocy ulepszonej ustawy weszłaby w życie w parę lat po wybuchu ostrego kryzysu braku ropy w kraju. Przytem ustawa ta pozostanie jeszcze długo pobożnym życzeniem, gdyż przeciwnicy jej, rozporządzający bardzo dużymi środkami finansowymi, będą umieli odwlec jak najdłużej jej uchwalenie. Oprócz tego znajdzie się szereg innych sposobów, jak tworzenie fikcyjnych towarzystw górniczych, od których właściwe towarzystwa naftowe będą musiały odkupować koncesje, płacąc w innej formie równoważność dzisiejszych wysokich udziałów brutto.

Należy również odrzucić frazes patriotyczny, że nowe prawo górnicze odda naftę w obce ręce. Wszystkie tereny naftowe, lub rokujące choćby słabą nadzieję produkcji, zostały już dawno sprzedane obcemu kapitałowi, przyczem ziemiaństwo wyprzedawało ten stan posiadania na wyciągi z chłopstwem. Racjonalna ustawa nie tylko zapewni przemysłowi normalny rozwój, ale pozwoli na-

wet na powstanie polskich przedsiębiorstw górniczych, opartych na zdrowej podstawie.

Ze stanem tym trzeba zerwać zupełnie. Nie może być żadnych form kompromisowych. Koncesje górnicze muszą być nie tylko wydawane bez zgody właściciela terenu, ale z unieważnieniem istniejących praw naftowych, a nawet przymusowo przejściem lub likwidacją istniejących szybów. Nabyte prawa naftowe, bez daleko posuniętej i intensywnej gospodarki, nie powinny powodować żadnego odszkodowania. Istniejące szyby o małej produkcji byłyby wykupione, względnie wydzierżawione, za cenę zależną od produkcji, kosztów wydobycia i wartości szybu. Szyby o produkcji mniejszej niż np. 10 000 kg miesięcznie przy tłokowaniu i 1000 kg przy pompowaniu byłyby likwidowane tylko za zwrot wartości rur. Wyciąganie jakichkolwiek rur z otworów wiertniczych byłoby zupełnie zakazane. Ewentualnie tylko właściciel istniejącej kopalni miałby pierwszeństwo w otrzymaniu koncesji, gdyby odpowiadał zasadniczym warunkom nadania.

Na terenach Małopolski znajduje się bardzo znaczna liczba szybów nie eksploatowanych, lub pompowanych ręcznie z wynikiem kilkunastu kg dziennie. W razie braku odpowiednich zastrzeżeń, szyby takie staną się przeszkodą w uzyskiwaniu nadań, spowodują procesy o odszkodowania i t. d. Zaznaczam przytem, że między temi szybami jest wiele kopanych, o głębokości nawet 200 m. Jeżeli tego rodzaju eksploatacja była możliwa bez użycia siły mechanicznej, to dzisiejsze środki techniczne wystarczą do pokonania wszelkich trudności.

Istnieje jeszcze jedno poważne niebezpieczeństwo, które powinien przewidzieć prawodawca. Tak, jak dziś jest wiele terenów naftowych, będących martwym kapitałem w ręku spekulantów lub wielkich firm naftowych, tak również i w przyszłości znajdzie się wiele osób i firm, które starać się będą o nadania w celach spekulacji niemi lub zabezpieczenia sobie surowca w odległej przyszłości. Wypadki takie należy wykluczyć przez odpowiednie rygory.

Ponieważ prawie wszystkie początkowe nadania dotyczyć będą terenów już odwierconych, znany będzie przebieg siodła i położenie najważniejszego poziomu ropnego. Władze górnicze będą więc mogły określić głębokość przyszłej kopalni. Na tej podstawie będzie można obliczyć przybliżone koszty urządzeń nawierzchni i dwu szybów, do głębokości głównego złoża. Kwotę powyższą będzie musiał złożyć koncesjonariusz w Banku Polskim, jako kaucję. Budowa urządzeń nawierzchni musiałaby być ukończona w przeciągu pierwszego roku nadania, oraz głębienie szybu (przynajmniej jednego) posunięte do (łącznie) głębokości 400 m. W przeciągu drugiego roku musiałaby być osiągnięta piaskowiec głównego poziomu i rozpoczęta produkcja. Kaucja byłaby zwracana w miarę wykonywania robót, i to w niepełnej ich wartości, a reszta dopiero po rozpoczęciu normalnej eksploatacji. Jeżeli koncesjonariusz nie wykona robót w określonych terminach, odpowiednia część kaucji przechodzi na własność Państwa. Dla kopalni o głębokości

do 300 m termin całości robót nie powinien przekraczać 12—15 miesięcy. Odstępowanie nadań, przed ukończeniem głębień szybów, powinno być wzbronione.

Ponieważ nowa gałąź górnictwa naftowego wymagać będzie wypracowania nowych metod, należałoby od początku uniknąć zarówno pracy nieumiejętnej, jak i krępowania przepisami dawnych austriackich ustaw górniczych i naftowych. Dlatego też proponowałbym oddanie nadzoru nad nowymi kopalniami, na przeciąg paru lat, profesorom górnictwa i przewietrzania Akademii Górniczej, którzyby przesyłali sprawozdania wprost Departamentowi Górnictwa. Kompetencja okręgowych władz górniczych zostałaby przywrócona dopiero po opracowaniu nowych przepisów policji górniczej, na podstawie otrzymanych wyników praktycznych.

Roboty mogłoby prowadzić wyłącznie inżynierowie górniczy, którym należałoby zagwarantować zupełną niezależność od dzisiejszych dyrekcji technicznych, gdyż inaczej najważniejsze decyzje mogą się dostać w ręce ludzi z wykształceniem domowym, zarówno Polaków, jak i cudzoziemców.

Mimoходом zaznaczam, że należy postawić od razu jasno jeszcze inną kwestję. Ponieważ francuskie kopalnie w Pechelbronn pierwsze wprowadziły (a właściwie przejęły po niemieckim zarządzie) podziemną odbudowę złóż ropnych, więc, bez wątpienia, francuskie firmy naftowe będą starały się narzucić tamtejszych „specjalistów”, z ich „patentami” i „sekretami”. Takiemu obrotowi rzeczy należy od razu zapobiec, przez bezwzględny zakaz obsadzania posad technicznych obcokrajowcami, choćby ze względów wojskowych. Obsadzanie winno otrzymywać placet Min. Przem. i Handlu. Zaznaczam wyraźnie, że nie chodzi mi zupełnie o stwarzanie jakichś przywilejów, lecz o wprowadzenie zdrowych zasad niezależnej i odpowiedzialnej pracy technicznej, jak to dzieje się przeważnie w górnictwie węglowym, bez możliwości mieszania się czynników niekompetentnych. Inaczej wytworzą się takie same zabagnione stosunki, jakie panują obecnie w wiertnictwie naftowym. Jeżeli zaś akcjonariusze mają do kogoś szczególne zaufanie, to mogą wybrać go do rady nadzorczej, bez możności jednak wtrącania się do dziedziny technicznej.

Ze względu na to, że jedynie odbudowa górnicza może zabezpieczyć nam samowystarczalność na najbliższą przyszłość, należy jak najprędzej opracować odpowiednią ustawę ramową i przeprowadzić przez Izby Prawodawcze, jako konieczność państwową. Wszelkie demagogiczne wnioski co do odszkodowań dla posiadaczy praw obecnych należy odrzucić a limine.

Natychmiast po przeprowadzeniu ustawy należy skatalogować siodła ropne i te z pośród nich, które nie mają przynajmniej 20 cystern produkcji miesięcznej, ogłosić jako wolne do zgłaszania nadań.

Jeżeli będzie kilku zgłaszających się, co nie jest prawdopodobne ze względu na istnienie kartelu rafinerów, to będzie można urządzić konkurs ściślejszy, stawiając warunek osiągnięcia określo-

nej produkcji. Produkcja ta wolna będzie od zajęcia na rzecz Polminu, jednakże, na wypadek gdyby pomiędzy konkurentami byli kandydaci, nie posiadający rafinerii, należałoby im dać możność oddawania ropy do przeróbki w Polminie, na określonych warunkach.

Ponieważ jednak, prędzej czy później, głównym przedmiotem starań o nadania będzie zagłębie borysławsko - tustanowickie, należy od razu przedsięwziąć pewne kroki dla zabezpieczenia prawidłowej eksploatacji tego najważniejszego złoża.

Północne czoło fałdu zawiera piaskowiec podmenilitowy na głębokości 600 — 800 m, przyczem możliwe jest napotkanie nawet wcześniej poziomów, nadających się do odbudowy górniczej, chociażby nawet poziom ten był mało produkcyjny przy poprzedniej eksploatacji przez wiercenia. Już dzisiaj tereny pierwszych wierceń z przed trzydziestu laty — teren „Potok” w Borysławiu i „Wolanka”, nadają się doskonale do odbudowy górniczej. Powierzchnia tych terenów, porzuconych już dawno przez wiertnictwo, jest tak duża, że wystarczy na założenie na każdym z nich poważnej kopalni. Powyżej piaskowców roponośnych znajdują się tam ility miocenijskie, zawierające poważne ilości wosku, tak że kopalnie te mogą liczyć na dochód już w pierwszym roku istnienia. Warstwy te prawie zupełnie nie zawierają wody, co znacznie ułatwi bicie szybów i eksploatację.

Naszczekowany powyżej plan działania zapewni nam samowystarczalność z pewną nadwyżką na kilkanaście lat, w każdym razie do czasu, kiedy wyrób syntetycznej ropy, względnie wyższych alkoholi, z węgla, będzie już problemem w zupełności opanowanym. Przy naszym ubóstwie w kapitały, nie stać nas na poświęcanie kilkudziesięciu milionów na badania, a setek na budowę fabryk, kiedy mamy pod ręką prostsze rozwiązanie na innej drodze. Ropą syntetyczną muszą się interesować przede wszystkim państwa, które wogóle nie posiadają złóż ropy. Są zresztą pewne wskazówki, że w technice wyrobu ropy syntetycznej będą wprowadzone ulepszenia, które znacznie uproszczą dzisiejszą aparaturę i obniżą koszt wyrobu. A wtedy nowe fabryki nie tylko nie będą wymagały ofiar społeczeństwa, ale staną się źródłem poważnych dochodów. Zagadnienie naftowe przestanie wtedy być groźną aktualnością.

Ponieważ światowe syndykaty naftowe przestały nas uważać za kraj zasobny w ropę i pozostawiają nas własnemu losowi, można będzie w przyszłej ustawie pomyśleć o zabezpieczeniu kapitałowi krajowemu odpowiedniego udziału, przez ulgi podatkowe i gwarancję dla obligacji, nie przedstawiającą ryzyka, ze względu na dosyć dokładną znajomość bogactwa złoża. Należy, za przykładem Rumunii i Meksyku, przeprowadzić „nacionalizację” nowych kopalń, dając koncesje wyłącznie towarzystwom krajowym i określając maksymalny udział kapitału zagranicznego. Przedtem jednak należy ustawowo zabezpieczyć małego udziałowca przed wyzyskaniem go przez posiadaczy — często sztucznej — większości. Wiele towarzystw krajowych, jak również większość obcych, pracujących

na naszym terenie, były, i są, pułapką dla małego kapitalisty. Nawet kiedy towarzystwo nieźle prosperuje, zyski stają się udziałem niewielkiej grupy, figurującej w zarządzie.

Stanowisko społeczeństwa i Rządu.

Wobec zbliżającej się katastrofy, społeczeństwo zachowuje się zupełnie biernie, nawet jej nie przeczuwając. Rząd dopiero w roku zeszłym przeprowadził zawarcie umowy kartelowej, przyczem sam występował raczej jako właściciel największej rafinerji, aniżeli przedstawiciel szerokich kół spóżywców.

Trzeba wyraźnie powiedzieć, że przyszła katastrofa jest korzystna dla firm naftowych. Jedyłą ich bolączką jest niezupełne wyzyskanie zdolności przeróbki rafinerji, skutkiem braku surowca. Zresztą „konjunktura” przedstawia się świetnie. Wywóz przetworów naftowych połączony jest ze stratami, w porównaniu z cenami krajowemi. Jedną tylko parafinę sprzedawano po jednakowych cenach. Jednocześnie firmy utrzymują szereg bardzo kosztownych biur sprzedaży zagranicznej (każda firma ma oddzielne biuro), stanowiących doskonałe synekury. Wzrost spożycia krajowego usuwa źródło strat, a brak surowca pozwala na podnoszenie cen wewnętrznych, ze względu na „wysokie koszty wierceń”. Ostatnia umowa kartelowa oznaczała dla kraju zwyżkę cen o 36%. Wejście Polminu do kartelu było związaniem rąk Rządowi, to też obecnie rafinerje starają się wyzyskać wolność działania przez zgniecenie czystych producentów, jacy zdołali się jeszcze utrzymać.

Ministerstwo Przemysłu i Handlu przeprowadziło utworzenie kartelu pod warunkiem stworzenia spółki wiertniczej „Pionier”, któraby przeprowadziła na dużą skalę badania poszukiwawcze i wiercenia. Rozpatrzmy bezstronnie widoki tych prac, zostawiając na uboczu fakt niechętnego stosunku kartelu i kunktatorstwo w realizowaniu tego programu, z chęcią ominięcia zaciągniętych zobowiązań, na co zwraca uwagę artykuł wstępny w organie Min. P. i H. (maj 1928).

Kartel naftowy zobowiązał się złożyć na ten cel sumę 15 000 000 zł. Jeżeli przyjmemy, że spółka zacznie działać jeszcze w r. 1928, co jeszcze nie jest pewne, to do kryzysowego roku 1931 pozostanie nam niecałe trzy lata. Wątpliwe jest, aby właściwe wiercenia rozpoczęły się przed połową roku przyszłego, trzeba przecież przeprowadzić badania wstępne, gdyż dzisiaj zupełnie jeszcze niewiadomo, gdzie szukać tych nowych terenów, których przyszła wydajność musiałaby wynieść ponad 100 000 t rocznie, aby pokryć nasze potrzeby. Małopolska jest już o tyle zbadana, że trudno spodziewać się obfitych źródeł w niewielkiej głębokości. Wiercenia zaś 1000 — 1500 m na nowym terenie wymagać będą około 2 lat, czyli że wyniki pierwszych wierceń próbnych wypadną już na czas kryzysu. Gdyby nawet odrazu wydatkowano na pierwszą serję wierceń 5 000 000 zł., to za tę cenę możnaby wykonać w basenie borysławskim około 7-u głębokich wierceń. Wiercenia na nowych terenach będą znacznie droższe, to też albo będą płytsze, albo liczba ich będzie mniejsza. Z wierceń tych

produktywne może być jedno, conajwyżej dwa, gdyż stosowane obecnie metody wyznaczania miejsc szybów dają bardzo nikłe prawdopodobieństwo powodzenia. Najwyższa produkcja nowego szybu poza Borysławiem, w ostatnich 5 latach, była około 600 tonn w pierwszym miesiącu, przyczem żaden następny sąsiedni szyb nie wykazał podobnej wysokości (teren „Chrobry” w Pasiecznej). Taki może być wynik wierceń „Pioniera” przy założeniu optymistycznym. Równie dobrze wyniki mogą być żadne, a najprędzej będą nijakie.

Podobne spółki poszukiwawcze nie są, niestety, nowością. Zdarzało się, że rozpoczynane szyby zarzucano po kilku latach, wprawdzie nie dowiercono się właściwej głębokości, a tymczasem budowano eleganckie domy mieszkalne i utrzymywano liczny personel urzędników i kierowników tych imprez.

Oby więc w obecnych poczynaniach nie powtórzyła się historia dobrych posad, bardzo kosztownej administracji i żadnych rezultatów. Najlepszym rozwiązaniem byłoby oddawanie wiercenia na akord, na ściśle określonych warunkach i pod surową kontrolą. System takich wierceń stosują szeroko wielkie firmy amerykańskie, z doskonałemi wynikami. Istniał on i u nas przez długie lata, póki go nie zabiła nieuczciwa konkurencja.

Sytuacja na wypadek wojny.

Przedewszystkiem trzeba wykreślić z rachunku posiadane zapasy. Wzmożony popyt, krajowy i zagraniczny, zmniejsza stale ich objętość. Następnie przyszły przeciwnik postara się o zakup ich i wywiezienie zagranicę, co będzie jednocześnie doskonałym interesem finansowym. O zniszczenie reszty, jak również licznych szybów, i uszkodzenie rafinerji postarają się wrogowie wewnętrzni, mniejsza o to pod jaką występujący nazwą. Należy pamiętać o tem, że większość naszych kopalń znajduje się w okolicach o ludności mieszanej, gdzie znajdują się zawsze jednostki wrogie. Nikła sieć kolejowa (dwie jednotorowe linje) zostanie łatwo uszkodzona, odcinając zagłębienie naftowe od miejsc zapotrzebowania. Nasuwa się więc potrzeba zobowiązania firm naftowych do utrzymywania stałych żelaznych zapasów we wszystkich ważniejszych ośrodkach. Chodzi tu przedewszystkiem o benzynę i smary. Produkcja ich nie wystarczy na zwiększone zapotrzebowanie w czasie wojny, trzeba będzie ją powiększyć kosztem nafty i parafiny. Jednocześnie trzeba już teraz przygotować i wypróbować środki zastępcze, przedewszystkiem spirytus, cenny przez rozrzućenie miejsc produkcji. Zasłepienie firm naftowych idzie tak daleko, że przed paru miesiącami Krajowe Towarzystwo Naftowe uchwaliło zwrócić się do Rządu z protestem przeciwko stosowaniu mieszanek spirytusowych do samochodów, jako wytwarzających konkurencję benzynie.(1)

Co do produkcji toluolu z benzyn, to albo trzeba ją zacząć już dzisiaj, albo nie liczyć na nią zupełnie. Improvizacja produkcji w r. 1920-ym dała bardzo smutne wyniki.

Pomyślećby również należało o uzależnieniu obsadzania posad, szczególnie urzędniczych, za-

równie technicznych jak i administracyjnych, od posiadania obywatelstwa polskiego i odbycia służby wojskowej (i to nie w formacjach tyłowych), a nawet posiadania stopni oficerskich, dla niektórych stanowisk. Przemysł naftowy jest par excellence przemysłem wojennym, nie może więc, nawet w czasie pokoju, być obsadzany przez ludzi wręcz wrogich, lub uchylających się od obowiązków względem Państwa.

Chociaż zasadniczo, na wypadek wojny, widzę rozwiązanie trudności aprowizacyjnych w dziale

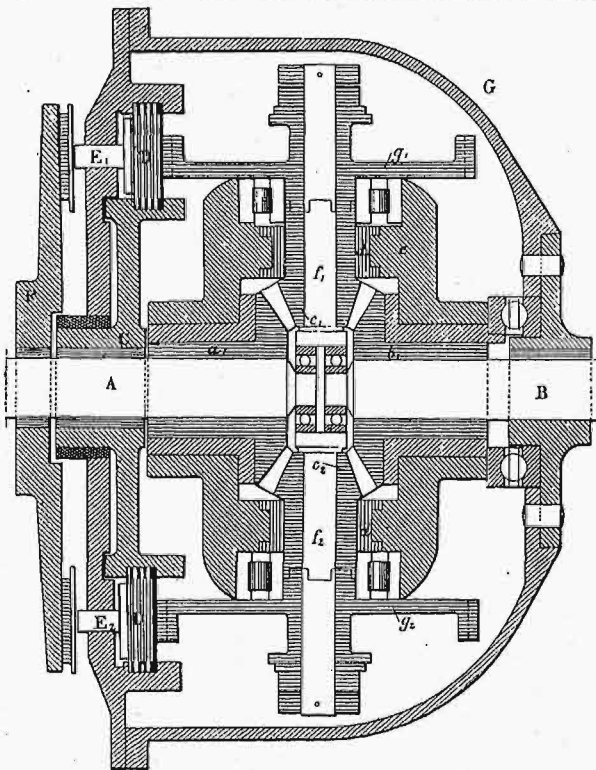
produktów naftowych, w postaci środków zastępczych, przede wszystkim w mieszankach spirytusowych i samochodach na paliwo stałe — o czym mam zamiar powiedzieć innym razem — byłoby do brze, gdyby sfery wojskowe wzięły pod uwagę tak bliski a groźny deficyt naftowy i wszczęły już dziś odpowiednią akcję, przede wszystkim przez nacisk na Min. Przem. i Handlu oraz na Izby Ustawodawcze, celem urzeczywistnienia i zrealizowania sposobów zaradzenia złemu, o których była mowa w niniejszym referacie.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

CZĘŚCI MASZYN.

Przekładnia Lescarts'a.

W ostatnich latach pojawiło się bardzo wiele rozwiązań przekładni ciągłych, mających na celu każdorazowe przystosowanie zmiennego obciążenia do stałej mocy silnika napędzającego; jedną z takich konstrukcji jest przekładnia Lescarts'a, której działanie polega na hamowaniu swobodnego obrotu stożkowych kół zębatach krzyża dyferencjału. Na rys. 1 widzimy przekrój podłużny mechanizmu, przy czym A i B oznaczają końce wałów pędzącego i pędzonego. Oba te wały posiadają wspólną oś geometryczną, poza



Rys. 1. Przekrój osiowy przekładni Lescarts'a.

tem są od siebie niezależne i mogą się obracać z różnymi prędkościami. Na wałku A zaklinowane jest koło stożkowe a_1 , na wałku B — koło stożkowe b_1 ; satelity c_1 i c_2 obracają się dookoła osi f_1 i f_2 w łożyskach d i d_1 , osadzonej z kolei w tulei e . Ośie f_1 i f_2 stanowią całość z pierścieniem, obracającym się na łożyskach kulkowych, zmontowanych na końcach wałków A i B i tworzą razem z tuleją e krzyż dyferencjału. Tarcze g_1 i g_2 , zaopatrzone na obwodzie w garby, połączone są z piastami kół stożkowych c_1 i c_2 , a więc obracają się z tą samą prędkością. Na wieniec koła c , zakli-

nowanego na wałku A, umieszczone jest sprzęgło dyskowe D, którego skrajny prawy pierścień styka się z garbami tarcz g_1 i g_2 , po naciśnięciu kołek E_1 i E_2 za pośrednictwem płytki F, umieszczonej zewnątrz mechanizmu.

Przy uruchamianiu mechanizmu, sprzęgło D jest całkowicie odciążone i przebieg rozruchu jest następujący. Wałek pędzący A, koło stożkowe a_1 i płytki C obracają się z normalną ilością obrotów, podczas gdy obciążony wałek B, koło stożkowe b_1 i osłona G są jeszcze nieruchome. Obecnie ruch mechanizmu jest jałowy, satelity c_1 i c_2 obracają się dookoła osi AB, podobnie jak i krzyż dyferencjału, którego ilość obrotów jest dwa razy mniejsza od ilości obrotów wałka A. Jeżeli teraz zaczniemy naciskać płytkę F, a przez nią i sprzęgło D, to garby tarcz g_1 i g_2 będą napotykać okresowo skrajny pierścień sprzęgła D, powodując okresowe zwolnienia ruchu kół stożkowych c_1 i c_2 , co z kolei wpłynie na stopniowy, z początku bardzo powolny, a później coraz szybszy, obrót koła stożkowego b_1 , a więc i połączonego z nim wałka pędzonego B.

W celu uzasadnienia teoretycznego przekładni Lescarts'a, rozpatrzmy działanie jej na schemacie (rys. 2), na którym przyjęto te same oznaczenia, co na rys. 1. Wałek A połączony jest z silnikiem, wałek B zaś z odbiornikiem przenoszonej przez mechanizm energii. Wałek A obraca się z prędkością kątową ω_1 pod wpływem momentu skręcającego C_1 ; oznaczając przez W_1 (stałą) moc na wałku A, otrzymamy zależność $W_1 = C_1 \omega_1$. Oznaczmy przez W_2 , C_2 i ω_2 — moc, moment skręcający i prędkość kątową na wałku pędzonym, a wówczas otrzymamy $W_2 = C_2 \omega_2$, przy czym sprawność mechaniczna $\eta = \frac{W_1 - W_2}{W_1}$. W czasie rozruchu

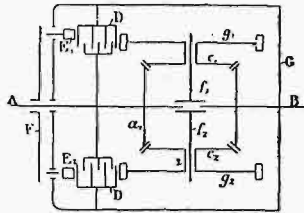
wałek A obraca się z normalną prędkością kątową ω_1 , wałek B jest nieruchomy, a moment C_2 jest bardzo wielki (teoretycznie nieskończenie wielki). W tych warunkach koła stożkowe C_1 i C_2 toczą się swobodnie po kole b_1 i dopiero przy stopniowym włączaniu sprzęgła D następuje zwolnienie ruchu obrotowego tarcz g_1 i g_2 i rozruch koła stożkowego b_1 .

Jak widzimy, działanie przekładni Lescarts'a oparte jest na teorii dyferencjału. Jeżeli przez ω_1 i ω_2 oznaczymy prędkościątowe półosi dyferencjału, przez ω_3 — prędkość kątową satelitów, a przez u — prędkość kątową krzyża dyferencjału dookoła osi geometrycznej półosi, to: $\omega_1 + \omega_2 = 2u$. Gdy jedna z półosi, np. ta, którą oznaczymy przez A_2 , jest unieruchomiona, wówczas $u = \frac{\omega_1}{2}$ i krzyż dyferencja-

łu obraca się z prędkością dwa razy mniejszą niż półoska, którą jest w danym wypadku wał pędzący. Natomiast jeżeli wałek A_2 obraca się z tą samą prędkością kątową, co wałek A_1 , to $\omega_1 = \omega_2 = u$, działanie dyferencjału ustaje i mechanizm działa tak, jak gdyby między wałkami istniało sztywne połączenie.

Jeżeli przez K oznaczymy stosunek promieni półosiok i satelitów, to prędkość kątowna $\omega_3 = (\omega_1 - \omega_2)(1 + k)$; gdy $\omega_2 = 0$, $\omega_3 = \omega_1(1 + k)$, gdy zaś $\omega_2 = \omega_1$, $\omega_3 = 0$.

Zachowując te same oznaczenia, zastosujemy powyższe wzory do przekładni Lescarts'a. Przy rozruchu $\omega_2 = 0$, a więc $u = \frac{\omega_1}{2}$ i $\omega_3 = \omega_1(1 + k)$. Po włączeniu sprzę-



Rys. 2.
Schemat działania przekładni.

gła, $\omega_3 = (\omega_1 - \omega_2)(1 + k) = \omega_1(1 + k) - \omega_2(1 + k)$, a ponieważ ω_3 jest teraz wskutek hamowania garbów mniejsze niż przy biegu jałowym, przeto ω_2 zaczyna wzrastać od zera, a gdy przy $C_2 = C_1$ osiągnie wartość $\omega_2 = \omega_1$, wówczas $\omega_3 = 0$ i przekładnia może być blokowana. Opisany mechanizm zmontowany został na samochodzie Citroën z silnikiem o mocy 10 KM. Skrzynka zmianowa i sprzęgło zostały zachowane, a przekładnię Lescarts'a umieszczono po rozcięciu wału kardanowego między skrzynką zmianową, a tylnym mostem. Samochód ten kursował przez kilka miast w Brukseli, osiągając łagodne przejście ze stanu spoczynku do prędkości normalnej, bez niedogodnego manewrowania sprzęgłem i przekładniami zmianowymi. W ten sposób okazano naocznie, że nowa przekładnia zastępuje obie powyższe części składowe mechanizmu napędowego. W czasie prób samochód wjeżdżał na najbardziej strome ulice Brukseli, co jest zrozumiałe, po zapoznaniu się z zasadą działania przekładni Lescarts'a.

Laboratorium Fac. des Sciences w Brukseli poddało przekładnię licznym próbom. Po obciążeniu wałka pędzonego hamulcem Prony'ego, przyczem zawieszono ciężar 25 kg na ramieniu o długości 1 m, osiągnięto na wałku pędzonym tę samą ilość obrotów, co na pędzącym, t. j. 700 obr/min po upływie 10 sek, przyczem przebieg rozruchu był bardzo regularny.

Prócz licznych prób o charakterze laboratoryjnym, do tychczas przekładnia zmontowana była tylko na samochodzie Citroën'a, jednakże można przypuszczać, że znajdzie ona szereg innych zastosowań przy wyciągach, żórawiach, lokomotywach spalinowych i t. d., t. j. tam wszędzie, gdzie chodzi o pokonanie dużego momentu rozruchowego, przy jednoczesnym zachowaniu ograniczonych, ze względu na wielkość, cenę i zużycie energii, mocy silników napędowych. (L e G é n i e C i v i l, Nr. 4, 1928).

METALOZNAWSTWO.

Budowa układu żelazo-chrom węgla.

Wielkie znaczenie przemysłowe stopów żelaza z chromem i węglem spowodowało powstanie obszernej literatury tego działu ¹⁾. Potrójny układ Fe-Cr-C nie jest jednak całkowicie zbadany. Niedostatecznie opracowanym jest nawet układ podwójny Cr-C. To też ciekawą jest praca A. West-

¹⁾ Praca powyższa posiada charakter raczej jakościowy niż ilościowy z powodu braku zastosowania analizy termicznej. Zastosowana w niej metoda röntgenowska potwierdziła przypuszczenie Z. Jasiewicza w artykule Chrom-żelazo (Prze- gląd Górniczo-Hutniczy, 1928, 1 czerwca, Nr. 11), że karbidy w układzie Fe-Cr-C nie są związkami, lecz roztworami granicznymi. W artykule tym znaleźć można również literaturę tego działu, czego autorzy powyższej pracy nie zrobili, zapominając o tak wybitnych pracach, jak Oberhoffer'a (z r. 1927), Campbell'a i Ross'a (1925), Austin'a (1923) i wielu innych. (Przyp. Red.).

gren'a, G. Phragmén'a i Tr. Negresco. Układ przez nich opracowany nie jest rzeczywistym układem potrójnym (termicznym), lecz właściwie rzutem powierzchni stygnięcia i ważniejszych przemian. Zwrócili oni również baczną uwagę na układ Cr-C. Badania swoje oparli na metodach, röntgenowskiej, mikroskopowej i analizie chemicznej.

Przedewszystkiem stwierdzili istnienie trzech karbidów w układzie Cr-C, a mianowicie: Cr₃C₂ krystalizujący w układzie ortorombowym, Cr₅C₂ występujący w postaci trygonalnej i Cr₄C posiadający sześcienną płaskocentryczną siatkę przestrzenną. W układzie potrójnym nie stwierdzono istnienia tak zwanych karbidów podwójnych, to jest takich, do utworzenia których potrzebne są zarówno atomy żelaza, jak i chromu. Przeciwnie, w układzie potrójnym Fe-Cr-C istnieją cztery karbidy: cementyt, w którym pewną liczbę atomów żelaza mogą zastąpić atomy chromu (nie ponad 15%), sześcienny karbid chromu (Cr, Fe)₄C, w którym żelazo może wejść na miejsce chromu aż do 25%, trygonalny karbid chromu (Cr, Fe)₇C₃, w których zawartość żelaza może wzrosnąć do 55%, ortorombowy karbid chromu (Cr, Fe)₃C₂, w którym tylko nieznaczne ilości chromu mogą być zastąpione żelazem. Również jak i poprzednicy, przypuszczają oni istnienie punktu potrójnego (eutektyki potrójnej). Stwierdzono również zmniejszanie się obszaru istnienia fazy γ ze wzrostem zawartości chromu, istnienie roztworów stałych ciągłych w układzie Fe-Cr, i zwiększanie się parametrów siatek karbidów ze wzrostem zawartości chromu.

Badając stale chromowe na kulki do łożysk (do 1,86% Cr i około 1% C) stwierdzono, że około ⁹/₁₀ całej ilości chromu znajduje się w karbidzie (cementycie). Zwykły powód do wybrakowania tego rodzaju stali: „podwójny karbid“ jest takim samym cementytem, lecz nierównomiernie rozdzielonym z powodu segregacji. Przyczyną tej segregacji jest nie dodawanie do kąpieli pieca ferrochromu, lecz proces stygnięcia kokili. W stalach nierdzewiejących występuje sześcienny karbid chromu (w określeniu podanem przy układzie potrójnym), w stalach używanych na matryce (z 1% Ni) znajduje się trygonalny karbid chromu, w którym prawie połowę ilości chromu zastępuje żelazo. Ferrochrom (60% Cr i 5% C) zawiera głównie sześcienny karbid chromu, częściowo zastąpionego żelazem, reszta składa się z α — metalu i trygonalnego karbidu. (Westgren, Phragmén i Negresco. Iron and Steel Inst. 1928, maj Nr. 16). Z. J.

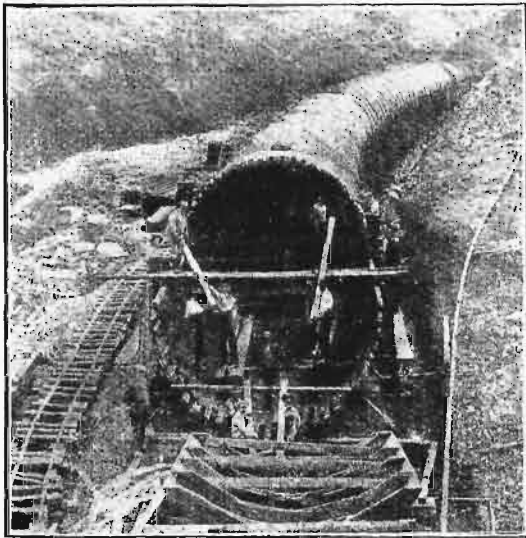
TECHNIKA SANITARNA.

Przewody wodociągowe drewniane.

W starożytności do przeprowadzania wody używano rur ołowianych, w wiekach średnich — rur drewnianych, wierząc otwory w balach całkowitych; w obecnych czasach, zdawałoby się, że stosuje się tylko rury żeliwne, żelazne, lub żelazobetonowe, tymczasem od końca zeszłego wieku w Ameryce i Skandynawji, a ostatnio i w Niemczech, spotykamy się znowu z przewodami drewnianymi.

Teraźniejsze przewody drewniane wykonywane są z klepek 4 do 6 m długości, obrabianych jednocześnie z 4 stron na frezarkach, z dokładną krzywizną i z dokładnym kątem środkowym. Klepki posiadają na bokach stykających się żłobki i występy. Przewody przygotowuje się w fabrykach, jako oddzielne rury, lub składa się na miejscu przeznaczenia. Poszczególne rury mają długość od 2,5 do 6 m i średnicę od 0,60 m, są okręcane maszynowo drutem żelaznym o średnicy 4 do 8 mm, ze strony zewnętrznej pokrywa się je asfaltem lub innym materiałem zabezpieczającym. Końce rur są starannie toczone. Budowa ciągłych przewodów odbywa się na drewnianych lub żeliwnych siodełkach, służących jako forma do utworzenia dolnej ich

części. Pojedyncze klepki składa się w ten sposób, że końce dwu sąsiednich klepek występują jeden odnośnie do drugiego o 0,90 do 1,20 m.



Rys. 1. Przewód drewniany w Kaliforniji.

Przewody drewniane mają pewne zalety. Są odpornejsze na wpływy chemiczne i mniej się ścierają przez wodę piaskonośną¹⁾. Na ścianice rur drewnianych tworzy się powłoka słuzowa, zmniejszająca tarcie, gdy wskutek korozji lub inkrustacji rury żeliwne lub żelazne dają z czasem większe straty spad. Przy układaniu przewodów, znaczne koszty pochłania transport, tem droższy, im większe są przeszkody terenowe. W górach, gdzie przewóz rur metalowych jest szczególnie trudny, części składowe przewodu drewnianego ciągłego mogą być dostawione do miejsca budowy bez pomocy urządzeń maszynowych, ponieważ można je przenosić na ramionach. Przy transporcie koleją, części przewodów ciągłych zajmują mniej miejsca, niż gotowe rury żeliwne.

Wybór materiału dla przewodu, drzewa żelaza lub żelazobetonu, przy budowie długich przewodów zależy przede wszystkim od okoliczności miejscowych i ciśnienia. Ułożenie przewodu drewnianego przy niskim ciśnieniu, 5 do 40 m słupa wodnego, o średnicach 0,6 do 2,5 m, przy trudnych dowozach i trudnych warunkach terenowych układania, wypada taniej.

Najdłuższy przewód drewniany w Niemczech wykonano w 1925 r. — przewód zasilający w wodę miasto Gotha. Przewód ten, przy średnicy 0,40 m i długości 9,3 km, doprowadza 180 l/sek. Ciśnienie statyczne ograniczono ze względów konstrukcyjnych do 32 m słupa wody. Grubość klepek 33 mm.

W tym samym roku 1925 zbudowano syfon dla Badeńskiego zakładu wodnego w Murg, długości 500 m, średnicy 1,50 m, przeprowadzający 5,5 m³/sek wody przy ciśnieniu 45 m. Klepki użyto jodłowe, nazewnątrz wzmocnione pierścieniami z żelaza kutego o średnicy 19 i 22 mm. Przewód na zboczach doliny znajduje się w ziemi, z nakryciem 1.00 m,

¹⁾ Z tego powodu wylot warszawskiego kolektora kanalizacyjnego do Wisły tworzy rura dębowa o średnicy 1,60 m. Jaki jest jej stan po 42 latach pracy, — dokładnie niewiadomo, gdyż jest zawsze pokryta wodą, lecz żadnych przeszkód w jej działaniu nie zauważono; tymczasem dolna część kolektora, zbudowana z kamionek i cegieł, jest już bardzo zniszczona.

przez dno doliny, w którym płynie potok, ułożono go na moście betonowym długości 90 m. Koszt budowy wypadł o 30% taniej, niż gdyby był ułożony z rur żeliwnych.

Przewód zasilający siłowni w Mitweidzie, w górnej części, na długości 725 m, wykonano jako przewód drewniany o średnicy 1,25 m; ciśnienie 33 m; koszt ułożenia 1 m b. wyniósł 65 marek niem. (około 140 zł.²⁾), wraz z dostawą materiałów na miejsce budowy.

Największy dotychczas przewód drewniany (rys. 1), zbudowany w Kaliforniji, posiada 4,88 m średnicy i ma 402 m długości; przeprowadza 85 m³/sek wody; ciśnienie 18 m słupa wody. Grubość klepek, nasyconych kreozytem, 100 mm, szerokość 150 mm. Pierścienie zewnętrzne, wzmacniające przewód, wykonano z żelaza kutego o średnicy 20 mm, w odległości 40 mm jeden od drugiego. (G. e. - Ing. 1928 r. Nr. 26; Wasserkraft u. Wasserwirtschaft, 1927 r. Nr. 12).

lg.

Sprostowanie.

W artykule p. t. „Korygowanie profilu kół zębatych”, zamieszczonym w Nr. 32 — 33 „Przeł. Techn.” należy sprostować następujące omyłki druku:

1) na str. 655 w lewym łamie 7 wiersz od dołu:

$$\text{zamiast } \gamma_1 = \frac{E_1 K_1}{2 O_1 A_1} = \dots$$

$$\text{powinno być } \gamma_1 = \frac{F_1 K_1}{2 O_1 A_1} = \dots$$

2) na teje str. w prawym łamie w 9 wierszu od dołu

$$\text{zamiast } \Delta L = \frac{s \cos 15^\circ}{2}$$

$$\text{powinno być } \Delta L = \dots;$$

3) na str. 657 w lewym łamie w 1-m wierszu od góry

$$\text{zamiast } \varphi - 1 \frac{z \sin 15^\circ \cdot \cos 15^\circ}{2} + \dots$$

$$\text{pow. być } - \varphi_1 \frac{z \sin 15^\circ \cdot \cos 15^\circ}{2} + \dots;$$

4) na teje str. w lewym łamie w 22 wierszu od góry

$$\text{zamiast } s = 2,060 - 0,012 z$$

$$\text{powinno być } s = 2,060 - 0,0112 z$$

5) na teje str. w lewym łamie, przykład I

$$\text{a) zamiast } H = (4,373 + 0,0623 z) m = \dots$$

$$\text{pow. być } H = (1,373 + \dots)$$

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

$$\text{pow. być } s = (2,060 - 0,0112 z) m = 19,71 \text{ mm};$$

6) na teje str., w lewym łamie w ostatnim wzorze

$$\text{zamiast } \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{A_2 D}{O_2 A_2} + \frac{D A_1 - L_1 A_1}{O_2 A_2} \operatorname{tg} \alpha + \dots$$

$$\text{pow. być } \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{A_2 D_2}{O_2 A_2} + \frac{D A_1 - L_1 A_1}{O_2 A_2} = \operatorname{tg} \alpha + \dots$$

Pozatem, wykres rys. 9 podany jest ze względów technicznych w mniejszej skali, mianowicie 60' = 20,5 mm, a nie 2,5' = 1 mm, jak to zaznaczono w artykule, wobec czego nie można posługiwać się różnicami interpolacyjnymi tabeli I (patrz przykład II), lecz należy je bezpośrednio obliczać. Przykład więc II-gi kształtuje się liczbowo w ten sposób:

$$0,9331 (\operatorname{tg} \alpha - \alpha) = 0,01390 + \frac{0,01619 - 0,01390}{20,5} \cdot 16,5 = 0,01572$$

gdzie wielkości 16,5 mm (zamiast poprzednich 19,5 mm) i 20,5 mm (zamiast 24 mm) odmierza się bezpośrednio na wykresie.

²⁾ Podług obliczenia Dyrekcji wodociągów i kanalizacji w Warszawie koszt ułożenia 1 m b. przewodu żeliwnego średnicy 1,20 m ma wynosić 1000 zł. (w Warszawie, z przykryciem 1,80 m).