

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

## TREŚĆ:

Odewanie rur żeliwnych w formach wirujących w Polsce, nap. Inż. K. Gierdziejewski.  
Projekt normalizacji materiałów kamiennych używanych do celów drogowych, nap. Inż. M. S. Okęcki.  
Wpływ przeciążenia na promień działania samolotu, nap. Inż. J. Bonder.  
Zębate silniki powietrzne z uzębieniem daszkowem, nap. Th.  
Przegląd pism technicznych.  
Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

## SOMMAIRE:

Sur la fonte centrifugale des tubes en Pologne (à suivre), par M. K. Gierdziejewski, Ingénieur.  
Le projet de la standardisation des pierres employées pour la construction des routes, par M. M. S. Okęcki, Ingénieur.  
L'influence de la surcharge sur le rayon d'action d'un avion, par M. J. Bonder, Ingénieur.  
Les moteurs pneumatiques à roues dentées à dents en équerre, par M. Th.  
Revue documentaire.  
Bulletin du Comité Polonais de Standardisation.

Wydając zeszyt niniejszy w przededniu III-go Zjazdu Inżynierów Mechaników Polskich, Redakcja „Przeglądu Technicznego” wita gromadzących się na Zjazd Kolegów i wyraża życzenie, by obrady tego Zjazdu przyniosły trwałe korzyści techniczne i wytwórczości polskiej.

## Odlewanie rur żeliwnych w formach wirujących w Polsce.

Napisał Inżynier-metalurg K. Gierdziejewski.

Podając w r. 1925 w „Przeglądzie Technicznym” ogólne zasady odlewania rur żeliwnych w stałych formach wirujących<sup>1)</sup>, nie przypuszczałem, iż już po 3 latach będę mógł mówić o powstaniu tej produkcji w Polsce. Zakłady Ostrowieckie, uruchamiające wkrótce nową odlewnię rur podług tej metody, umożliwiły mi zaznajomienie się ze stanem robót i programem ich wytwórczości.

Zanim jednakże przejdę do opisu urządzeń i instalacji w odlewni rur Zakładów Ostrowieckich, pozwolę sobie przypomnieć zasady odlewania w formach wirujących, jak również zatrzymać się nad niektórymi interesującymi szczegółami konstrukcji odpowiednich maszyn odlewniczych.

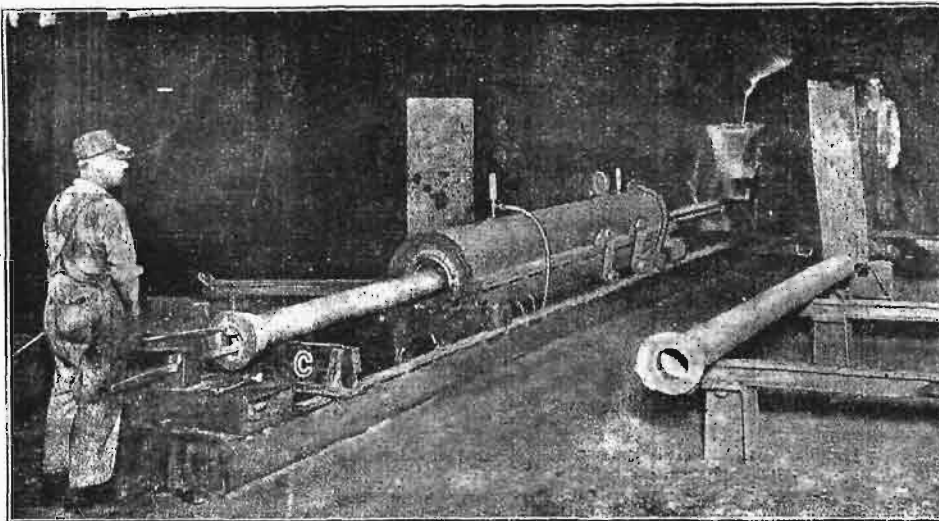
W roku 1914 brazylijski inżynier pochodzenia francuskiego Sensaud de Lavaud urzeczywistnił myśl odlewania przedmiotów w formach wirujących.

<sup>1)</sup> Przegląd Techn. t. 63, (1925), str. 334 i d.

Nie była to myśl nowa, bo od stu lat przeszło technicy próbowali tę myśl zrealizować. De Lavaud rozporządzał więc ogromnym materiałem doświadczalnym i konstrukcyjnym, który potrafił odpowiednio wyzyskać i, dzięki nadzwyczajnej wytrwałości, dojść do wyników, umożliwiających przemysłową eksploatację tego wynalazku. Patenty Arens'a i Briede'a z początków stulecia bieżącego niewątpliwie to zadanie mu ułatwiły.

Przy odlewaniu w formach wirujących, t. j. obracających się około osi ze znaczną szybkością, wyzyskujemy siłę odśrodkową, która

nałęczycie wykorzystana daje możność odlewania w formach stałych przedmiotów przeważnie kształtu walcowego bez zastosowania rdzeni. Trudności, z jakimi borykali się wynalazcy, polegały przeważnie na znalezieniu właściwego sposobu wprowadzenia roztopionego metalu, jednostajnego jego rozdziału w formie wirującej oraz zapewnienia możliwej trwałości kosztownym stałym formom,

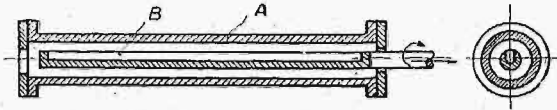


Rys. 1. Wyjmowanie z formy rury odlanej.

Z KSIĘGOCZBIOR  
LABORATORIUM WYTRZYMA  
POLITECHNIKI WARSZAWY  
J.N. 111-689

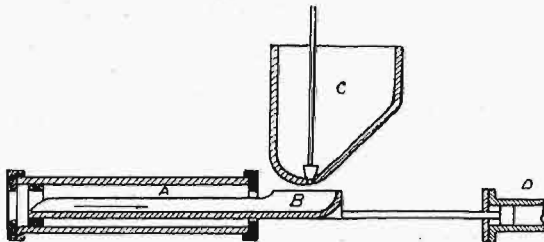
które w dalszym ciągu nazywać będą wlewnicami.

Na rys. 2 przedstawiony jest pierwotny sposób doprowadzania metalu do formy wirującej, pg. patentów angielskich inżynierów Whitley'a i Fox'a z r. 1881. Do szybko wirującej formy wprowadza się rynnę *B* odpowiadającą długości rury, napełnio-



Rys. 2. Pierwotny sposób doprowadzania metalu do formy wirującej (Fox'a).

ną odpowiednią ilością metalu, i następnie wywraca się ją. Metal, pod działaniem siły odśrodkowej, zostaje odrzucony ku wewnętrznej powierzchni formy, rynnę zaś wyciąga się. W latach późniejszych dodano urządzenie, pozwalające dokładnie kontrolować ilość wlanego do rynnę metalu.



Rys. 3. Ulepszony sposób odlewania (Briede'a).

Patent niemieckiego inżyniera Briede'a, stanowiący punkt zwrotny w odlewnictwie wirowym, przedstawiony jest schematycznie na rys. 3. Z kadzi *C* wlewa się odpowiednią ilość metalu do rynnę *B* w chwili, gdy cała forma *A* jest w ruchu obrotowym. Jednocześnie, za pomocą tłoczyska i cylindra hydraulicznego *D*, wycofuje się rynnę z formy. Wskutek połączenia tych ruchów, strumień metalu, ściekając z końca rynnę, tworzy linię spiralną, zaś odrzucony ku obwodowi formy pod działaniem siły odśrodkowej — rozdziela się równomiernie.

W dalszym rozwoju metody wirującej, duże zasługi położyła, narówni z inż. de Lavaud, znana firma niemiecka, dawn. Gelsenkirchener Bergwerks A. G. Uzupełnienia wprowadzone przez nią ułatwiły opanowanie tej gałęzi odlewnictwa. „Choroby dzieciinne” metody odlewania w formy wirujące już minęły i obecnie oczekuje ją dalsze usprawnienie drogą stopniowych zmian i ulepszeń na ustalonych zupełnie podstawach.

Na rys. 4 przedstawiony jest schematycznie ustrój nowoczesnej maszyny wirowej. Kadłub maszyny złożony jest z zewnętrznej osłony *a* wykonanej z żeliwa, wewnętrznej formy stałej — wlewnicy *b*, obracającej na łożyskach kulkowych *c*. Wlewnica wprowadzana jest w ruch za pomocą silnika elektrycznego *e* i przekładni *d*. Przestrzeń

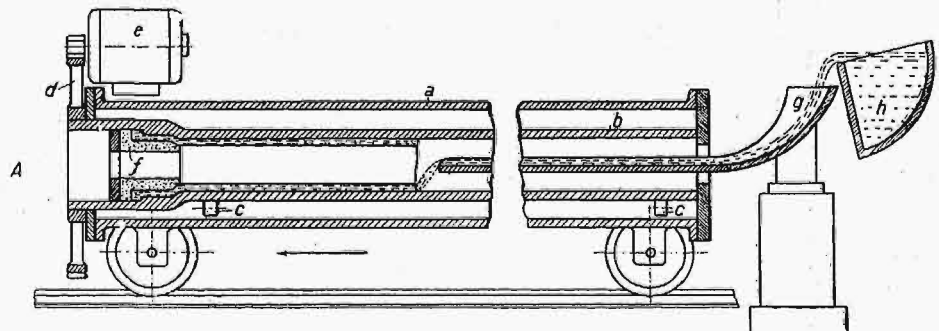
między zewnętrzną osłoną i wlewnicą wypełniona jest wodą, przepływającą z odpowiednią szybkością i pozwalającą utrzymywać stałą temperaturę wlewnicy, co ma, jak zobaczymy później, ogromne znaczenie praktyczne. Literą *g* oznaczona jest rynnę doprowadzająca metal, zaś literą *h* — kadź odlewnicza.

Na początku odlewania, kadłub maszyny ustawiony jest tak, iż koniec rynnę sięga kielicha. Po wprowadzeniu formy w ruch wirowy, metal zostaje wylany z kadzi *h* do rynnę *i*, w chwili, gdy wprawne oko starszego odlewnicza, ustawionego przy mechanizmie rozdzielczym instalacji hydraulicznej od strony *A*, zauważy, iż kielich jest zalany, maszyna otrzymuje poza ruchem wirowym ruch drugi — postępowy, w kierunku wskazanym strzałką. Te dwa ruchy zapewniają należyte wypełnienie formy metalem.

Na rys. 5, 6 i 1 widzimy poszczególne okresy odlewania. Pierwsza z tych fotografii daje widok maszyny w chwili przygotowania jej do odlewu. Metal z żeliwiaka przelewany jest ze zwykłej kadzi wiszącej na suwnicy do kadzi odlewniczej, oznaczonej na rysunku schematycznym literą *h*.

Ostatnia posiada ruchy ściśle związane z ruchem maszyny i zaopatrzona jest w urządzenie zabezpieczające od dostania się żuźla do rynnę oraz w przyrząd wagowy, pozwalający ściśle określić ilość metalu wprowadzonego do formy, a to w celu regulowania grubości ścianek. Na rys. 5 widzimy również dodatkową rynnę zapasową, mającą na celu zwiększenie wydajności maszyny.

Rys. 6 przedstawia maszynę w chwili, gdy rura jest odlana i główny korpus rozpoczyna ruch powrotny. Na rys. 1 widzimy wyjmowanie z formy rury odlanej. W roku 1924, w którym fotografia ta była wykonana, wyjmowanie rur było ręczne. Obecnie czynność ta jest zmechanizowana i wyjmowanie rury odbywa się przy pomocy mechanizmu, przed-



Rys. 4. Schemat nowoczesnej maszyny odlewniczej o formie wirującej.  
*a* — osłona; *b* — wlewnica obracająca się; *c* — łożyska kulkowe; *e* — silnik elektryczny; *f* — rdzeń kielichowy; *d* — przekładnia; *g* — rynnę, doprowadzająca metal; *h* — kadź.

stawionego na rys. 7. Odlana rura, po wyjęciu z formy, podchwytywana jest przez specjalne podtrzymywacze, umieszczone w tylnej części maszyny<sup>1)</sup>.

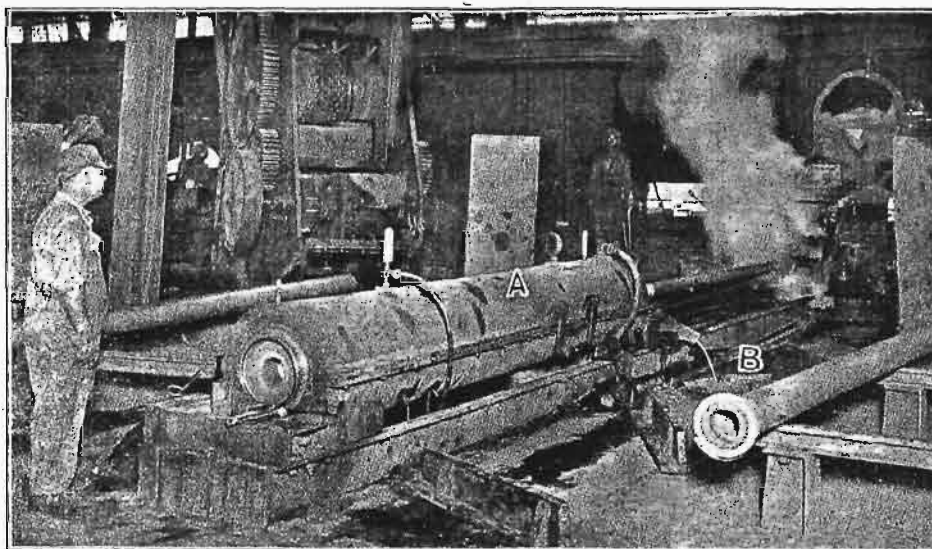
Na rys. 8 widzimy wyjętą z formy rurę o dużej średnicy (915 mm), zaś na rys. 9 — czołową część maszyny z rynną przechylną specjalnego kształtu, różniącą się od rynnę europejskiej. Jest to urządzenie firmy Centrifugal Co Ltd., Kilmarnock, które

<sup>1)</sup> Gies. Ztg., 1926, str. 643.

przypomina dawny patent Fox'a, podany na rys. 2<sup>3)</sup>.

Odewanie w formach wirujących, umożliwiając usunięcie kosztownych rdzeni przy wyrobie samych rur, wymaga jednakże stosowania piaskowych rdzeni w celu ukształtowania kielicha. Rdzenie te, wykonywane na specjalnych maszynach formierskich, gwarantujących ich dokładność, z czystego piasku z dodatkiem wiążadeł organicznych (pokostu, glutryny, ługu celulozowego i t. p.), winny być bardzo dokładnie osadzone w głowicy. Do tego celu skonstruowane są specjalne przyrządy, z których jeden, zobrazowany na rys. 10, zapewnia współśrodkowość kielicha.

Po wysunięciu trzpienia *b* zapomocą koła ręcznego, kół zębatach i zębicy *c*, nasadza się rdzeń kielichowy *a* na podtrzymywacz rdzenia *d*. Następnie, przez wsunięcie trzpienia *b*, ustawia się rdzeń w formie współśrodkowo i umocowuje się go

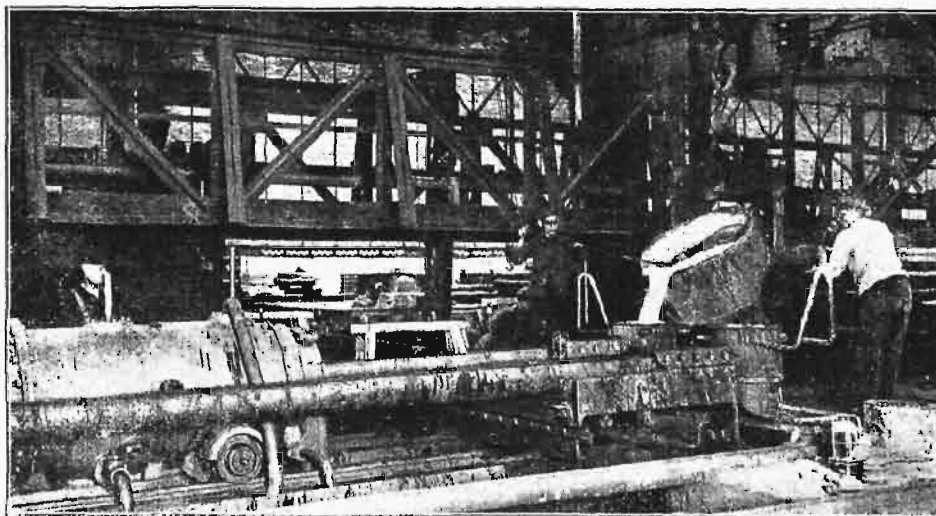


Rys. 6. Widok maszyny odlewniczej po dokonaniu odlewu, gdy kadłub jej zaczyna ruch powrotny.

pierścieniami *e* oraz odpowiednimi klinami. Następnie wciąga się trzy szczęki *f*, równomiernie rozłożone na obwodzie, przy pomocy zamka *g* i wyciąga się trzpień z podtrzymywaczem rdzenia. Po odlaniu rury, wsuwa się powtórnie trzpień *b*, a szczęki *f* ustawia się w położeniu podanem na rysunku zapomocą zamka *g*. Przez wysunięcie trzpienia *b* następuje wyjęcie płyty rdzeniowej.

Najkosztowniejszą i najodpowiedzialniejszą częścią instalacji są wlewnice. Narażone na działanie wysokich temperatur i na ciągłą pracę, winny być wykonane ze specjalnego materiału, zapewniającego tak dokładność wykonania, jak również i bezpieczeństwo pracy. Obecnie wlewnice wykonywane są ze specjalnych gatunków stali, przeważ-

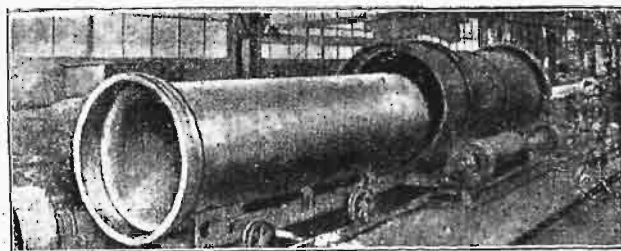
nie chromoniklowych. Wymagana jest drobnoziarnista budowa krystaliczna materiału wlewnic, zapewniająca równomierną ich rozszerzalność we wszystkich kierunkach. Przygotowanie wlewnicy



Rys. 5. Maszyna odlewnicza w chwili przygotowania do odlewu rury.

rozpoczyna się od odlania kłoca, który naprz. dla wlewnicy na rurę 400 mm ma przeszło 7,5 m długości i waży 14 000 kg. W celu usunięcia naprężeń wewnętrznych, kłoc poddawany jest przed obróbką mechaniczną obróbce termicznej, która polega na nagraniu kłoca w piecu pionowym, w wirującym strumieniu spalin, przy temperaturze do 800 — 850° C, następnie jego hartowaniu w oleju i odpuszczaniu do temperatury ok. 400° C.

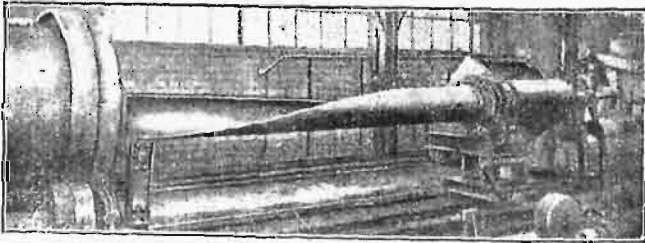
Obróbka mechaniczna wlewnicy jest bardzo skomplikowana, wymaga specjalnych maszyn i nadzwyczajnej dokładności wykonania. Wydrążona wewnętrzna część kłoca dużej wlewnicy użyta być może do wykonania wlewnicy na rury o małej średnicy. Charakterystyka własności mechanicznych metalu na wlewnicy jest następująca:  $R = 70 - 80 \text{ kg/mm}^2$ ,  $A = 25\%$ , twardość skleroskopowa =  $44 \pm 46$ . Szybkość przepływu wody chłodzącej wlewnicą jest regulowana tak, aby temperatura wlewnicy



Rys. 8. Rura o średnicy 915 mm, wyjęta z formy.

<sup>3)</sup> Giesserei, 1925, str. 554.

była stała w granicach  $80 \div 90^\circ \text{C}$ . Z tych też względów każda wlewnica winna być zmieniana po  $1\frac{1}{2} \div 2$  godzinnej pracy na maszynie. Pierwszą oznaką niszczenia się wlewnicy są rysy; przy ry-



Rys. 9. Czołowa część maszyny z rynną przechylną specjalnego kształtu.

sach większych, dochodzących do  $0,5 - 1,0 \text{ mm}$  szerokości, szlifuje się wlewnicę kamieniami szlifierskimi. Przy następnych rysach, wlewnice przecina się, o ile to umożliwiają tolerancje zewnętrznej średnicy rur. Długość wlewnicy zależy od wielkości rur.

Wysiłki odlewników w kierunku zastąpienia kosztownych wlewnic stalowych tańszymi żeliwnymi są zrozumiałe. Pęknięcie próbnej wlewnicy żeliwnej w jednej z firm spowodowało wybuch, rozsadzenie maszyny i nawet wypadek śmiertelny. Dalsze jednak wytrwałe wysiłki w tym kierunku pozwalają mieć nadzieję, iż niedługo ta najtrudniejsza sprawa będzie pomyślnie rozwiązana.

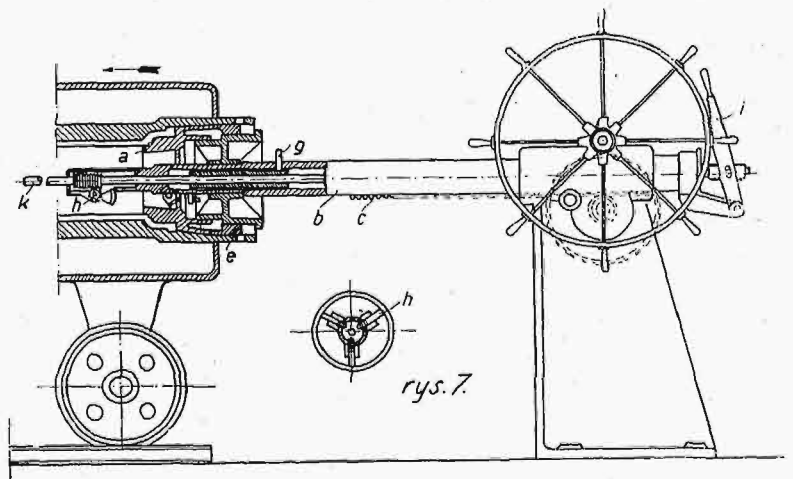
Maszyny odlewnicze wykonywane są w kilku wielkościach — na rury mniejsze, do  $150 \text{ mm}$  średnicy, średnie — do  $400 - 600 \text{ mm}$  i większe — powyżej  $600 \text{ mm}$ . Obecnie prowadzone są próby z maszyną do odlewu rur o średnicy powyżej  $1 \text{ m}$ . Wydajność maszyny jest b. duża. Jedna maszyna może dać naprz. w ciągu godziny  $20 - 25$  rur o średnicy ok.  $80 - 100 \text{ mm}$  i około  $8 - 10$  rur o średnicy  $400 \text{ mm}$ . Produkcja ta wymaga nadzwyczaj wykwalifikowanego personelu, doskonale obeznanego z maszyną i jej „kaprysmi”. W Gelsenkirchen, po półtrzecia roku produkcji, osiągnięto zupełnie zadawalniające wyniki. Ogólny % braków przy produkcji nie przekracza  $10\%$ . Ogromne

średnicy i długości rury. Nie mniejsze też znaczenie ma szybkość wirowania formy, ponieważ w wypadku, gdy te trzy zmienne — temperatura metalu, szybkość posuwu formy i szybkość wirowania — nie są należycie dobrane, powstają duże ilości braków z powodu niedolania formy, względnie dużych wahań w grubości ścianki i t. p.

Moc silnika elektrycznego do napędu małych maszyn odlewniczych wynosi około  $20 \text{ KM}$ , dla większych maszyn —  $30 \text{ KM}$ . Instalacja maszyn związana jest ściśle z instalacją hydrauliczną na  $60 - 100 \text{ at}$ , ponieważ daje ona napęd do posuwu maszyn i instalacji pomocniczych.

Poza nieuniknioną instalacją do przetapiania metalu (zwykle grupa żeliwiaków) oraz do przygotowywania rdzeni kielichowych, które zajmują minimalną przestrzeń, poważną i kosztowną część instalacji w odlewniach rur odsrodkowo-lanych stanowią piece, przeznaczone do wyżarzania rur.

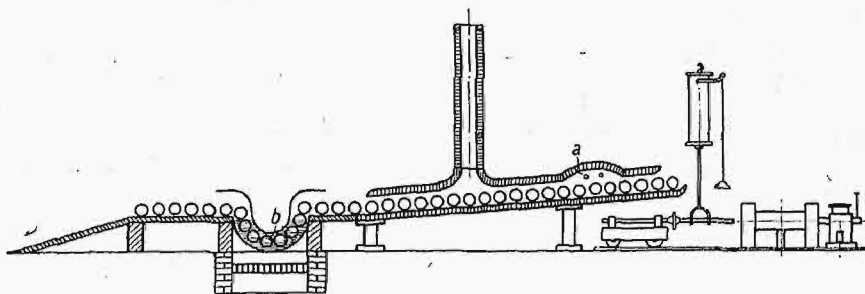
Wyżarzanie to jest konieczne, jeżeli przypomnimy sobie, iż roztopiony metal, wlany do chłodzonych wlewnic i stygnący z tego powodu b. szybko



Rys. 7 i 10. Przyrząd do wyjmowania rur z formy (rys. 7) i urządzenie do dokładnego osadzenia rdzenia kielichowego (a) w formie (rys. 10).

bez wydzielenia wolnego grafitu, daje materiał kruchy i szklisty, o dużej twardości, z powodu tworzenia się cementytu. Te wady materiału usunąć może tylko dokładne wyżarzanie.

Do tego celu służą specjalne piece rekuperacyjne o pracy ciągłej. Schemat instalacji takiej pokazany jest na rys. 11. Umieszczone na ruchomej toczni rury wprowadzane są do pieca w stanie gorącym i stopniowo posuwają się w piecu. Temperatura żarzenia (ok.  $900 - 950^\circ \text{C}$ ) obejmuje tylko pas, zajmujący  $\frac{1}{3}$  część pieca. Stopniowe podgrzewanie oraz następne stopniowe stygnięcie zapewniają należyte wyniki tego zabiegu termicznego. Rury opuszczają piec przy temperaturze ok.  $500^\circ$ . Przy żarzeniu zaobserwowano zjawisko powiększania się wymiarów rur, co stoi



Rys. 11. Schemat pieca do wyżarzania rur o pracy ciągłej.  
a — komora żarzenia; b — smołowanie rur.

znaczenie ma dokładne wyregulowanie temperatury wlewanego metalu, która nie powinna przekraczać  $1250^\circ \text{C}$ , oraz szybkości wlewania metalu, właściwie czasu wypełnienia wlewnicy, zależnego od

w związku z tak zwanym „pęcznieniem żeliwa”, spowodowanym przegrupowaniem się cząsteczek metalu. Zwiększenie wymiarów rur, określone na podstawie szeregu badań, przeprowadzonych przez

inżyniera Pardun'a, nie przekracza 0,5%). Po wyżarzaniu następuje apretura rur, t. j. ich czyszczenie oraz smołowanie rur, nagrzanym do 200° C, w smole podgrzanej do 100 — 120"; dalej wykonywana się próba na ci nienie. Poza tem następuje obcinanie, próba twardości i magazynowanie.

Jako wynik walki konkurencyjnej pomiędzy dwiema przodującymi rurowniami Ameryki Północnej, a mianowicie między United States Cast Iron Pipe and Foundry Co i American Cast Iron Pipe Co, z których pierwsza nabyła licencję de Lavaud na całą Amerykę Północną, powstała pewna odmiana sposobu de Lavaud, która została zastosowana w r. 1926 przez rurownię konkurencyjną. Sposób ten, opracowany przez inż. Moor'a, otrzymał nazwę procesu „Sand — Spun”, czyli odlewu wirowego w formy piaskowe. Właściciele tej licencji wysuwają jako główną jej zaletę, usunięcie żarze-

nia, nieuniknionego przy sposobie de Lavaud'a, ponieważ przy odlewaniu rur w formach piaskowych, lecz bez rdzeni, stygnięcie odlewu odbywa się w warunkach normalnych, które nie powodują tworzenia się nadmiernej ilości twardego cementytu. Wyeliminowanie jednak żarzenia kompensowane jest koniecznością wykonania form piaskowych, rozchodem materiałów formierskich i t. p. Nadewszystko zaś, jak podają źródła obiektywne, wewnętrzny wygląd rur odlanych sposobem Moor'a pozostawia bardzo wiele do życzenia i wymaga dodatkowej powłoki. W związku z koniecznością wykonania dużej ilości form piaskowych, wymagających znacznej przestroni i rąk roboczych, wydajność maszyn Moor'a jest niższa o 85% od wydajności wytwarzania wedł. patentu de Lavaud<sup>4)</sup>.

(d. n.)

## Projekt normalizacji materiałów kamiennych, używanych do celów drogowych.

Napisał Inż. M. S. Okęcki.

**W** związku z ożywieniem budownictwa drogowego i rozpoczętą rozbudową na wielką skalę kamieniołomów, stała się aktualna sprawa normalizacji materiałów kamiennych do celów drogowych, poruszona w 18 r. ub. „Wiadomości Stowarzyszenia Członków Polskich Kongresów Drogowych”. Byłoby przytem pożądane, żeby taka normalizacja mogła objąć nie tylko materiały, używane do nawierzchni drogowych, lecz wogóle wszystkie budowlane materiały kamienne, używane w stanie naturalnym lub sztucznie rozdronionym.

Uogólnienie normalizacji materiałów kamiennych napotyka jednak na trudności, wpływające z tego, iż poszczególne rodzaje techniki budowlanej mają swoje ustalone i ogólnie stosowane wymiary i określenia, natomiast w niektórych nowych działach, mianowicie w dziedzinie budowy nowoczesnych nawierzchni smołowych lub asfaltowych, wymagania są dotychczas tak bardzo zróżniczkowane, że zbyt daleko idące uwzględnienie ich przy normalizacji stałoby się w wielu wypadkach przyczyną niepotrzebnego podrożenia produkcji wskutek jej skomplikowania.

Za podstawę do projektu polskiej normalizacji materiałów kamiennych drogowych mogą posłużyć opublikowane w roku 1928 angielski i niemiecki projekty normalizacji tych materiałów oraz w roku 1927 — normy amerykańskie.

### A. Angielskie normy klasyfikacji kamienia tłuczonego.

W Nr. 65 „Roads and Road Construction” z maja r. ub. zostały opublikowane przez „British

Engineering Standards Association” podane niżej przepisy i normy, dotyczące:

- 1) klasyfikacji tłucznia i grysiku z podziałem na kategorie według wymiarów i podaniem sposobu sprawdzenia tych wymiarów,
- 2) handlowego oznaczania gatunków kamieni, używanych do celów drogowych.

Przepisy zostały poprzedzone ogólną uwagą, iż zawierają niezbędne wymagania techniczne przy dostawie tłucznia i grysiku, nie wyczerpują jednak wszystkich innych warunków, które należy uwzględnić przy zawieraniu umowy.

#### I. Normalne kategorie tłucznia.

Do normalnych kategorii tłucznia zostaje zaliczony tłuczony kamień o wymiarach:

3" (76,2 mm), 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>" (63,5 mm),  
2" (50,8 mm), 1<sup>1</sup>/<sub>2</sub>" (38,1 mm).

##### 1. Tłuczeń 3-calowy.

Tłuczeń 3-calowy musi w całości przejść przez pierścień o średnicy 3" i powinien składać się z następującej ilości (wyrażonej w stosunku procentowym do wagi) tłucznia o różnej wielkości:

- a) nie więcej niż 15% tłucznia, który może przejść w każdym kierunku przez pierścień o średnicy 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>".
- b) nie mniej niż 65% tłucznia o najdłuższym wymiarze ponad 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>", ale nie powyżej 4";
- c) nie więcej niż 20% tłucznia o najdłuższym wymiarze ponad 4".

##### 2. Tłuczeń 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>-calowy.

Tłuczeń 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>" musi w całości przejść przez pierścień o średnicy 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>" i powinien składać się z następującej ilości (wyrażonej w stosunku procentowym do wagi) tłucznia o różnej wielkości:

<sup>3)</sup> St. u. Eisen, 1924, str. 1200.

<sup>4)</sup> St. u. Eisen, 1927, str. 1611, Iron Age, 1926, str. 1055.

a) nie więcej niż 15% tłucznia, który może przejść w każdym kierunku przez pierścień o średnicy 2'';

b) nie mniej niż 65% tłucznia o najdłuższym wymiarze ponad 2'', ale nie powyżej 3'';

c) nie więcej niż 20% tłucznia o najdłuższym wymiarze ponad 3''.

### 3. Tłuczeń 2-calowy.

Tłuczeń 2'' musi w całości przejść przez pierścień o średnicy 2'' i ma zawierać:

a) nie więcej niż 15% tłucznia, który może przejść w każdym kierunku przez pierścień o średnicy 1 $\frac{1}{2}$ '';

b) nie mniej niż 65% tłucznia o najdłuższym wymiarze ponad 1 $\frac{1}{2}$ '' ale nie powyżej 2 $\frac{1}{2}$ '';

c) nie więcej niż 25% tłucznia o najdłuższym wymiarze 2 $\frac{1}{2}$ ''.

### 4. Tłuczeń 1 $\frac{1}{2}$ -calowy.

Tłuczeń 1 $\frac{1}{2}$ '' musi w całości przejść przez pierścień o średnicy 1 $\frac{1}{2}$ '' i ma zawierać:

a) nie więcej niż 15% tłucznia, który może przejść w każdym kierunku przez pierścień o średnicy 1'';

b) nie mniej niż 65% tłucznia o najdłuższym wymiarze ponad 1'', ale nie powyżej 2'';

c) nie więcej niż 20% tłucznia o najdłuższym wymiarze ponad 2''.

## II. Normalne kategorie grysiku.

Do normalnych kategorii grysiku zostaje zaliczony tłuczony kamień o wymiarach:

1'' (25,4 mm);  $\frac{3}{4}$ '' (19,1 mm);

$\frac{1}{2}$ '' (12,7 mm);  $\frac{3}{8}$ '' (9,53 mm);

$\frac{1}{4}$ '' (6,35 mm);  $\frac{1}{8}$ '' (3,18 mm)

### 1. „Grysik 1-calowy.

Grysik 1'' musi w całości przejść przez otwór kwadratowy o bokach 1'', a przynajmniej 70% ilości na wagę musi być zatrzymanych przez sito z oczkami kwadratowymi o bokach  $\frac{3}{4}$ ''.

### 2. Grysik $\frac{3}{4}$ -calowy.

Musi przejść w całości przez otwór kwadratowy o bokach  $\frac{3}{4}$ '', a przynajmniej 70% musi się zatrzymać na sicie z oczkami kwadratowymi o bokach  $\frac{1}{2}$ ''.

### 3. Grysik $\frac{1}{2}$ -calowy.

Jak wyżej, tylko otwór  $\frac{1}{2}$ '', a oczka sita  $\frac{3}{8}$ ''.

### 4. Grysik $\frac{3}{8}$ -calowy.

Jak wyżej, tylko otwór  $\frac{3}{8}$ '', oczka sita  $\frac{1}{4}$ ''.

### 5. Grysik $\frac{1}{4}$ -calowy.

Jak wyżej, tylko otwór  $\frac{1}{4}$ '', a oczka sita  $\frac{1}{8}$ ''.

### 6. Grysik $\frac{1}{8}$ -calowy.

Jak wyżej, tylko otwór  $\frac{1}{8}$ '', a oczka sita  $\frac{1}{16}$ ''.

## III. Pobieranie i sprawdzanie prób.

Przeciętna próba tłucznia powinna być pobrana z ogólnej masy w ilości na wagę nie mniejszej niż 100 lb (45,4 kg) i ma odpowiadać przeciętnym własnościom całej masy. Próby grysiku należy pobierać w takiej samej ilości. Tłuczeń należy sprawdzać zapomocą specjalnych szablonów; grysik — zapomocą opisanych dalej sit.

Materiały, nie odpowiadające podanym wyżej normom, mogą być odrzucone, a w razie sporu między dostawcą i odbiorcą sprawa może być przedstawiona do decyzji prezesa „British Engineering Standards Association”, o ile w umowie na dostawę nie został zastrzeżony inny sposób rozstrzygnięcia sporów.

## IV. Przyrządy do sprawdzania wymiarów tłucznia i grysiku.

Do sprawdzania wymiarów tłucznia należy posiadać cztery metalowe szablony o grubości nie mniej niż  $\frac{3}{16}$ '' (4,76 mm) dla każdej kategorii tłucznia. Na szablonach powinny być odcisnięte, względnie wygrawerowane, odpowiednie napisy z wyraźnym oznaczeniem, do jakiej kategorii tłucznia szablon ma służyć.

Sita do badania grysików powinny być okrągłe o średnicy 20'' (500,8 mm) z oczkami kwadratowymi o otworach jak podano wyżej (mierząc w świetle, a więc za potrąceniem grubości drutu).

Siatka metalowa ma być wykonana z drutu o następującej grubości:

Oczko siatki w calach	Grubość drutu SWG	w calach
1 × 1	9	0,144
$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$	9	0,144
$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	11	0,116
$\frac{3}{8} \times \frac{3}{8}$	12	0,104
$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	13	0,092
$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	15	0,072
$\frac{1}{16} \times \frac{1}{16}$	17	0,056

## V. Handlowe oznaczanie gatunków kamieni, używanych na cele drogowe.

Do oznaczania handlowego gatunków różnych materiałów kamiennych do celów drogowych, została zalecona podana niżej nomenklatura; zaliczenie poszczególnych odmian skał do jednej z 12-tu grup zostało zastrzeżone do decyzji kompetentnego urzędu (Department of H. M. Geological Survey and Museum of Practical Geology). Oto przyjęta nomenklatura:

1. Granit. 2. Gabro. 3. Porfir. 4. Andezyt. 5. Bazalt. 6. Skara rogowa. 7. Łupki. 8. Kwarcyt. 9. Piaskowiec. 10. Wapień. 11. Krzemienie. 12. Kamienie sztuczne.

W powyższych 12-tu grupach mają się zatem umieścić wszystkie spotykane w handlu odmiany materiałów kamiennych, co niewątpliwie przyczyni się do ułatwienia orientacji odbiorcy.

## B. Niemieckie normy klasyfikacji tłuczonego kamienia, grysiku i piasku.

Projekt niemieckich norm tłuczonego kamienia, grysiku i piasku został opublikowany przez niemiecki „Normenausschuss” w Nr. 9 „Der Bauingenieur” z 6 kwietnia r. ub. W projekcie tym uwzględniono zasadniczy podział na dwie grupy: a) materiałów kamiennych rozdrobnionych w stanie naturalnym, b) materiałów sztucznie tłuczonych.

Opracowanie projektu norm trwało od dłuższego czasu i napotykało na wiele trudności przed uzgodnieniem projektu w łonie samego komitetu normalizacyjnego. Zwłaszcza nastęrczało dużo trudności przeprowadzenie granicy między piaskiem i grysikiem, względnie żwirem. Rozważono szczegółowo dwie alternatywy: przeprowadzenia tej granicy przy wielkości ziarn do 2 mm i do 5 mm. Wobec opinii Instytutu Geologicznego w Berlinie, iż materiał o wielkości ziarn od 2 do 5 mm nie może być w żadnym wypadku zaliczony do piasku, granica ta została ustalona dla ziarn o wielkości 2 mm. Wobec tego odpadła również propozycja komitetu żelazo-betonowego oznaczenia mianem piasku materiału o wielkości ziarn od 0 do 5 mm; jakkolwiek nomenklatura taka dotychczas była uży-

wana, a zmiana spowoduje z początku pewne utrudnienia.

Przy podziale piasku na 5 różnych kategorii, wniosek o ograniczeniu tej grupy do 3 różnych kategorii nie uzyskał zgody Komitetu z tego względu, iż przy budowie nowoczesnych nawierzchni drogowych wielkość ziarn wypełniającego materiału bywa z konieczności ściśle normowana.

Wielkość ziarn do 2 mm ma być sprawdzana przez sита o otworach kwadratowych, powyżej — przez sита z otworami okrągłymi.

Wreszcie dla balastu kolejowego zachowano dotychczasową nomenklaturę, mianowicie:

- 10 — 20 w mm — grys kolejowy Nr. 1.
- 20 — 30 „ „ — „ „ Nr. 2.
- 30 — 60 „ „ — tłuczeń.

Projekt norm niemieckich jest podany w tabeli I.

gland, Middle Atlantic i Ohio. Badania te dotyczyły sposobu produkowania tłucznia, wydajności w zależności od urządzeń technicznych do łamania i segregowania tłucznia, procentowej ilości otrzymywanych poszczególnych wielkości ziarn przy normalnej produkcji, klasyfikacji, przyjętej w kamieniołomach, ściśłości wykonania zamówień pod względem dostosowania się do wymaganych wymiarów — oraz wogóle spraw związanych z produkcją tłucznia

Główne wyniki przeprowadzonych badań dadzą się streścić w sposób następujący:

1. Długość sortowników rotacyjnych ma duży wpływ na rozsegregowanie przesiewanego tłucznia.
2. Średnica i liczba obrotów sortowników, w tych stosunkowo wąskich ramach, w jakich się tego rodzaju urządzenia zazwyczaj różnią między sobą, nie wywierają widocznego wpływu na rozse-

Tabela I.

Niemiecki projekt normalizacji materiałów kamiennych.

W stanie naturalnym			Sztucznie potłuczone										
Wielkość ziarn mm	Nr. sита <sup>1)</sup>	Nazwa	Wielkość ziarn mm	Nr. sита	Nazwa								
0,06 0,06—0,088 0,088—0,2 0,2—0,6 0,6—2,0	100 70 30 10 3	Piasek	2	2,82	Miał (piasek)								
2—5 5—15 15—30	Średnica otworu okrągłego w mm <sup>2)</sup> 6,21 11,51 14,5					Żwir { drobny (podżwir) średni (żwir) gruby (żwir)	2—5 5—8 8—12 12—18 18—25	6,21 9,6 14,3 20,9 28,8	Grys { drobny średni gruby drobny gruby				
30 40 50 60 65 75	34,5 45,8 57,1 68,4 74,0 79,6						Żwir	25—35 35—45 45—55 55—65 > 65		40,1 51,4 62,7 74,0	Tłuczeń z kamienia, klinkier, szlaki i t. p. { drobny średni gruby I gruby II nadwymiarowy		
0—5 0—15 0—30	Nie przesiany: drobny piasek żwirowy średni piasek żwirowy piasek żwirowy												

<sup>1)</sup> Do 2 mm wielkości ziarn — sита z otworami kwadratowymi według DIN 1171, ponad 2 mm wielkości ziarn — otwory okrągłe.  
<sup>2)</sup> Żwir określa się przez podanie górnej i dolnej granicy wielkości ziarn, np. 40/65.

**C. Amerykańskie normy klasyfikacji tłucznia.**

Komitet materiałów drogowych przy „American Society for Testing Materials” zajmował się od szeregu lat sprawą unormowania wymiarów tłucznia.

O wynikach prac tego komitetu opublikowano sprawozdanie <sup>1)</sup> w Nr. 2 z r. 1927 „Public Roads”.

Przed przystąpieniem do ustalenia normalnych wymiarów tłucznia, komitet przeprowadził w ciągu kilku lat systematyczne badania powyżej stu różnych kamieniołomów w stanach: New En-

grewanie tłucznia, zwłaszcza wskutek tego, iż przeważają tutaj inne przyczyny, jak np. nierównomierne zasilanie sortowników, którego nie można w sposób praktyczny skontrolować.

3. Wpływ powiększenia się otworów sit wskutek zużycia nie ma praktycznego znaczenia, ze względu na znaczną ilość tłucznia, nie przechodzącego przez sита rotacyjne, choć teoretycznie powinien przez nie przejść.

4. Niewielkie ilości zbyt dużych ziarn, trafiające się pomimo przesortowania przez sита wzorcowane, świadczą o uszkodzeniach sit lub o innych defektach eksploatacyjnych.

5. Kategoria przesianego materiału, pod

<sup>1)</sup> „Standard Sizes of Crushed Stone” przez F. H. Jackson, Engineer of Tests, Bureau of Public Roads.

względem wielkości ziarn, nie może być z dostateczną pewnością określana zapomocą wyznaczenia wielkości otworów sit w sortownikach, przez które tłuczony kamień przechodzi.

6. Nie jest ani praktyczne, ani niezbędne, stawianie wymagania, żeby całkowity materiał o pewnej wielkości ziarn, przechodzący przez sita sortownika, lub przez nie zatrzymany, musiał przy badaniu laboratoryjnym umieścić się między sitami laboratoryjnymi o otworach jak w sortowniku.

7. Sita laboratoryjne mogą być użyte do sprawdzania, czy wytwarzany tłuczeń jest należyście sortowany, muszą być jednak przytem dopuszczone pewne odchylenia — wystarczające z punktu widzenia niedoskonałości samych urządzeń mechanicznych, dostatecznie jednak ograniczone dla zapewnienia odbiorcom należyście rozsegregowanego materiału.

8. Zbadanie wyników setek analiz pracy sortowników wykazało, iż należy dopuścić następujące odchylenia: 5% materiału może mieć większe wymiary, niż powinien przepuścić sortownik, ze względu na wymiary otworów sit; 15% może mieć mniejsze wymiary, niż ten materiał, który ze względu na wymiary otworów sit powinien być przez nie zatrzymany.

Podział na pięć kategorii pod względem wielkości ziarn był zaproponowany z uwzględnieniem rzeczywistych przeciętnych warunków, w jakich tłuczenie kamienia się odbywa, przy których powiększenie ilości kategorii spowodowałoby duże trudności i znacznie podwyższyłoby koszty produkcji, podczas gdy dla obecnych wymagań technicznych podział taki jest jeszcze wystarczający.

Sposób oznaczania każdej kategorii był szczegółowo rozważany; alternatywa oznaczania każdej kategorii przez jeden tylko wymiar — np. tłuczeń

„2-calowy” — została odrzucona z tego względu, iż określenie takie nie jest zrozumiałe: czy dotyczy ono tłucznia, którego największe wymiary nie mają przekraczać podanej wielkości, czy też dotyczy wymiarów przeciętnych i t. d. Z tych względów utrzymała się inna alternatywa, mianowicie, iż należy każdą kategorię określać przez górną i dolną granicę wielkości wymiarów, a równocześnie ustalić dopuszczalne odchylenie: 5% w górę i 15% w dół.

Ustalono zatem, że cały wychodzący z tłuczniaka produkt, o wymiarach od 0 do 3½ cali (88,9 mm) — kamień o wymiarach powyżej 3½ cali wraca ponownie do tłuczniaka — należy segregować na następujące kategorie:

- I. 0 do ¼" (6,35 mm),
- II. ¼" (6,35 mm) do ¾" (19,1 mm),
- III. ¾" (19,1 mm) do 1¼" (31,75 mm),
- IV. 1¼" (31,75 mm) do 2½" (63,5 mm),
- V. 2½" (63,5 mm) do 3½" (88,9 mm).

Praktyka wykazała, iż przy normalnych warunkach tłuczenia kamienia otrzymuje się przeciętnie następujące ilości różnych kategorii produktu po przetłuczeniu:

- I. 0 do ¼" . . . . . 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub>
- II. ¼" do ¾" . . . . . 15<sup>0</sup>/<sub>0</sub>
- III. ¾" do 1¼" . . . . . 15<sup>0</sup>/<sub>0</sub>
- IV. 1¼" do 2½" . . . . . 35<sup>0</sup>/<sub>0</sub>
- V. 2½" do 3½" . . . . . 25<sup>0</sup>/<sub>0</sub>.

Należy tutaj zaznaczyć, iż przeciętne zapotrzebowanie na poszczególne kategorie odpowiada w dość bliskich granicach podanym wyżej liczbom.

Sprawdzanie wielkości ziarn ma się odbywać zapomocą sit laboratoryjnych z otworami okrągłymi.

Tabela II.

Porównanie norm niemieckich angielskich i amerykańskich dla materiałów kamiennych tłuczonych.

Normy niemieckie	Nazwa	grysik			grys		tłuczeń				
	Wielkość ziarn w mm	2—5	5—8	8—12	12—18	18—25	25—35	35—45	55—55	55—65	> 65
Normy angielskie	Nazwa	gry s i k					t ł u c z e ń				
	Wielkość ziarn	w cal. 1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/2	2	2 1/2	3
	w mm	3,18	6,35	9,53	12,7	19,1	25,4	38,1	50,8	63,5	76,2
Normy amerykańskie	Wielkość ziarn	w cal. 0—1/4	1/4 — 3/4		3/4 — 1 1/4		1 1/4 — 2 1/2		2 1/2—3 1/2		
	w mm	0—6,35	6,35—19,1		19,1—31,75		31,75—63,5		63,5—88,9		



### D. Oznaczenia i wymiary, spotykane obecnie u nas.

Nietylko w praktyce, ale również w literaturze technicznej spotyka się u nas bardzo rozbieżne oznaczenia różnych rozdrobnionych materiałów kamiennych, używanych do celów drogowych.

Jako przykład, można przytoczyć takie najczęściej używane określenia, jak piasek i żwir, które w zwykłym rozumieniu oznaczają materiał kamienny, w sposób naturalny pod wpływem atmosferycznym i pod działaniem siły erozyjnej wody rozdrobniony, o grubości ziarn piasku do 2 mm i żwiru od 2 do 3 mm; tymczasem te same nazwy spotyka się w odniesieniu do materiałów sztucznie rozdrobnionych o zupełnie odmiennych wymiarach (piasek o średnicy 0—7 mm, żwir drobny 30—40 mm, żwir drogowy 40—60 mm, żwir kolejowy 60—80 mm).

Najczęściej spotyka się następujące nazwy (zaczynając od materiałów o ziarnach drobnych: piasek (miałki, cięty, kopalniany, rzeczny i t. p.), miał, żwir, podżwirek, grys, grysik, wysiewki, arfowiny, szutek, szaber, tłuczeń, otoczaki, okrągłaki, kulaki, brukowiec, kamień łamany i t. d. Nazw materiałów kamiennych obrobionych nie przytacza się, gdyż wykraczałoby to poza ramy tematu. Również istnieje obecnie rozbieżność przy oznaczaniu przez istniejące kamieniołomy handlowych wymiarów tłuczonych kamieni; spotyka się naprzykład następujące oznaczenia: grysik 5—30 mm, grys niesiany 0—25 mm, grys siany 8—25 mm, żwir 1—3 cm, szaber 2—4 cm, lub 3—6 cm, tłuczeń 30—60 mm, tłuczeń sortowany 2½—4½ cm lub 6 cm, tłuczeń mieszany 2½—8 cm; spotyka się oznaczenia wielkości ziarn numerami: Nr. 1 ma oznaczać grubość ziarn 50—70 mm, Nr. 2 — 40 do 60 mm, Nr. 3 — 20 do 30 mm.

### E. Projekt normalizacji polskiej.

Przytoczone wyżej dane świadczą, iż używane obecnie nazwy nie charakteryzują wyraźnie produktu, a klasyfikacja pod względem wielkości ziarn jest dowolna, zarówno ze strony odbiorcy, jak i ze strony dostawcy.

Sprawa ta staje się obecnie, jak zaznaczono na początku, bardzo aktualną, wymaga jednak przedyskutowania w gronie zainteresowanych i kompetentnych sfer.

Podany niżej projekt normalizacji został oparty na następujących zasadach:

- a. Materiały drogowe w stanie rozdrobnionym należy rozdzielić zasadniczo na dwie grupy:
  - I. Materiały nadające się do użytku w stanie naturalnym.
  - II. Materiały przygotowane do użytku przez sztuczne rozdrobnienie.
- b. Każda grupa jest podzielona na działy, a działy na kategorie, w zależności od wymiarów ziarn.
- c. Każdy dział otrzymuje nazwę, która go charakteryzuje.
- d. Oznaczenie wymiarów materiału następuje przez podanie górnej (mniejszej) i dolnej (większej) granicy wielkości ziarn.

### Zestawienie

(do projektu normalizacji polskiej)  
I grupa. Materiały nadające się do użytku w stanie naturalnym.  
a. Kopalniane. b. Rzeczne.

Nazwa działu	Kategoria	Wielkość ziarn w mm
Piasek	drobny	< 0,06
	średni	0,06 — 0,6
	gruby	0,6 — 2,0
Żwirek	drobny	2 — 5
	średni	5 — 15
	gruby	15 — 25
Żwir	drobny	25 — 35
	średni	35 — 60
	gruby	60 — 90

II grupa. Materiały przygotowane do użytku przez sztuczne rozdrobnienie.

Nazwa działu	Kategoria	Wielkość ziarn w mm
Miał	—	< 2
Grysik	I	2 — 5
	II	5 — 15
	III	15 — 25
Tłuczeń	I	25 — 35
	II	35 — 60
	III	60 — 90

### Przyrządy do sprawdzania wymiarów materiałów kamiennych rozdrobnionych i sposób wykonania pomiarów.

#### I. Przyrządy.

W związku ze znormalizowaniem wymiarów materiałów kamiennych rozdrobnionych, musiałyby być równocześnie przyjęte normalne przyrządy do sprawdzania wymiarów oraz musiałyby zostać ustalone sposoby wykonywania pomiarów.

Wzorując się na przykładzie normalizacji angielskiej, można byłoby dla pomiarów materiałów drobnych o wielkości ziarn do 25 mm używać sita, a dla grubszych do 80 mm — specjalnych szablonów.

Sita do badania drobnych materiałów byłyby okrągłe o średnicy 500 mm, z oczkami kwadratowymi. Siatka w tych sitach byłaby wykonana z ocynkowanego żelaza lub innego odpowiedniego materiału o różnych wielkościach otworów, w zależności od przeznaczenia, licząc otwory w świetle, a więc za potrąceniem grubości drutu. Grubość drutu przy różnych otworach musiałaby się w zależności od wielkości otworu stopniowo zwiększać, przyczem



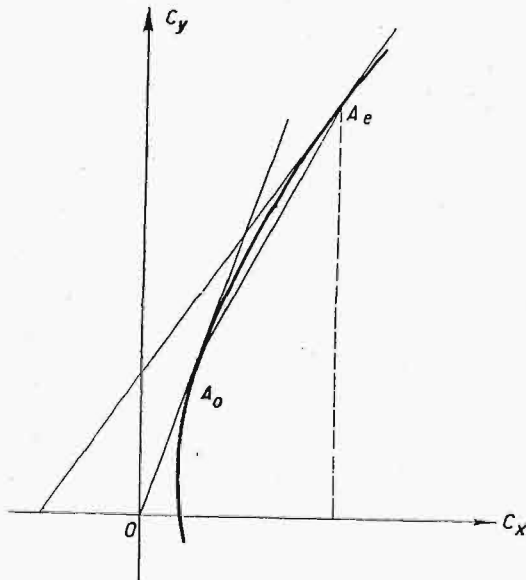
Ze wzoru tego wynika, że, pragnąc przy posiadany zapasie paliwa przebyć największą odległość, należy lecieć przy najmniejszym ciągu  $P$ . Zgodnie zaś ze wzorami (1) i (2), ciąg śmigła wyraża się:

$$P = \frac{c_x}{c_y} G; \dots \dots \dots (6)$$

$P$  zatem przechodzi przez minimum wraz ze stonkiem  $\frac{c_x}{c_y}$ , a więc wówczas, gdy:

$$\frac{d}{dc_x} \left( \frac{c_y}{c_x} \right) = 0, \quad \text{t. j.} \quad \frac{dc_y}{dc_x} = \frac{c_y}{c_x},$$

czemu odpowiada kąt natarcia  $i_0$  najekonomiczniejszego lotu ze względu na rozchód benzyny i sma-



Rys. 1.

rów. Zdawałoby się wobec tego, że przez cały czas należy lecieć z kątem natarcia  $i_0$ . Zastanówmy się jednakże, ile paliwa conajwyżej może zabrać samolot, jeżeli od samego początku leci z kątem natarcia  $i_0$ . Wzór (1) daje:

$$G_0 = c_{y0} \frac{\sigma v^2}{2} F,$$

przyczem jednakże prędkość  $v$  jest ograniczona maksymalną mocą  $T_{max}$ , jaką dostarczyć może śmigło — według (3):

$$v = \sqrt[3]{\frac{2 T_{max}}{\sigma F c_{x0}}},$$

tak iż conajwyżej:

$$G_0 = c_{y0} c_{x0}^{-2/3} \sqrt[3]{\frac{\sigma F T_{max}^2}{2}} \dots \dots \dots (7)$$

W ten sposób ilość paliwa, jaką można w wymienionych warunkach unieść, jest:

$$Q_0 = G_0 - G_s, \dots \dots \dots (8)$$

a droga, jaką można przebyć z tem paliwem, lecąc najekonomiczniej, t. j. przy  $i_0$ , wyraża się — zgodnie z (4) — znanym wzorem:

$$s_0 = -\frac{\eta}{p} \int_{G_s+Q_0}^{G_s} \frac{dG}{P} = \frac{p}{\eta} \int_{G_s}^{G_s+Q_0} \frac{c_{y0}}{c_{x0}} \frac{dG}{G} = \frac{\eta c_{y0}}{p c_{x0}} \ln \left( 1 + \frac{Q_0}{G_s} \right). \quad (9)$$

Ponieważ przy danym zapasie paliwa  $Q_0$  jest to lot najekonomiczniejszy, więc jeszcze powiększyć promień działania samolotu można jedynie wówczas, gdy zabierzemy więcej paliwa. Ciężar, jaki może unieść dany samolot, zaopatrzony w zespół śmigło-silnikowy o mocy maksymalnej  $T_{max}$ , wyznacza się, rugując ze wzorów (1) i (3) szybkość  $v$ . Otrzymamy:

$$G = c_y c_x^{-2/3} \sqrt[3]{\frac{\sigma}{2} F T_{max}^2} \dots \dots \dots (10)$$

Wyrażenie to można uważać za funkcję jednej zmiennej  $c_x$ ; jego maximum określa równanie:  $\frac{dG}{dc_x} = 0$ , a że jest:

$$\frac{dG}{dc_x} = \frac{dc_y}{dc_x} \frac{2}{3} \frac{c_y}{c_x} \sqrt[3]{\frac{\sigma}{2} F T_{max}^2} \dots \dots \dots (11)$$

więc  $G$  osiąga wartość największą, gdy:  $\frac{dc_y}{dc_x} = \frac{2}{3} \frac{c_y}{c_x}$ .

Zależności tej czyni zadość na załączonym wykresie punkt  $A_e$ , któremu odpowiada kąt  $i$  minimalnej, niezbędnej do lotu poziomego mocy. Ciężar samolotu, przy którym może on się jeszcze unieść, wyraża się wówczas:

$$G_e = c_{ye} c_{xe}^{-2/3} \sqrt[3]{\frac{\sigma}{2} F T_{max}^2}; \dots \dots \dots (12)$$

można więc zabrać paliwa:

$$Q_e = G_e - G_s, \dots \dots \dots (13)$$

co stanowi o  $Q_e - Q_0$  więcej, niż w wypadku, gdy startuje się przy kącie  $i_0$ .

Dochodzimy więc do następującej reguły dalekich lotów: 1) start z możliwie przeciążonym aparatem przy kącie natarcia  $i_e$  i z silnikiem, rozwijającym maksymalną moc; następnie lot poziomy, wciąż z silnikiem na pełnym gazie, przy stopniowo zmniejszanym kącie natarcia aż do osiągnięcia kąta ekonomicznego  $i_0$ ; 2) od tej chwili — zachowanie niezmiennego kąta natarcia  $i_0$  przy odpowiednim dławieniu silnika.

Reguła ta jest słuszna dla idealnego wypadku  $\eta = \text{const.}$  i  $p = \text{const.}$  W/ praktycznym zastosowaniu winna ulec poprawce, gdyż sprawność zespołu śmigło-silnikowego wraz ze zmniejszającą się szybkością też ulega zmniejszeniu. Poprawką tą w niniejszej notatce nie zajmujemy się.

Drogę  $s_0$ , przebyta przez samolot w drugim okresie, wyznacza wzór (9). Przechodzimy obecnie do wyznaczenia drogi  $s_e$  przebytej w pierwszym okresie, t. j. podczas lotu z silnikiem na pełnym gazie. Wzór (5) w połączeniu z (6), (10) i (11) daje:

$$s_e = \frac{\eta}{p} \int_{c_{x0}}^{c_{xe}} \frac{dc_y}{dc_x} \frac{2}{3} \frac{c_y}{c_x} dc_x \dots \dots \dots (14)$$

Ciekawą własnością otrzymanego wyniku jest to, że droga w tym okresie przebyta zależy jedynie od własności wykresu biegunowego samolotu na łuku krzywoliniowym  $A_e - A_o$ . Łuk ten określa zależność między  $c_y$  i  $c_x$ . Dla przeważnej liczby biegunowych, można przyjąć z dostatecznym przybliżeniem, że zależność ta ma charakter liniowy:

$$c_y = a_0 + a_1 c_x, \quad \dots \quad (15)$$

przyczem:

$$a_0 = \frac{c_{yo} c_{xe} - c_{ye} c_{xo}}{c_{xe} - c_{xo}}; \quad a_1 = \frac{c_{ye} - c_{yo}}{c_{xe} - c_{xo}} \quad \dots \quad (16)$$

Wobec tego ze wzoru (14) otrzymamy:

$$S_e = \frac{\eta_1}{p} \int_{c_{xo}}^{c_{xe}} \frac{a_1 - \frac{2}{3} \left( \frac{a_0}{c_x} + a_1 \right)}{c_x} dc_x = \frac{\eta_1}{3p} \left[ a_1 \ln \frac{c_{xe}}{c_{xo}} + 2a_0 \left( \frac{1}{c_{xe}} - \frac{1}{c_{xo}} \right) \right],$$

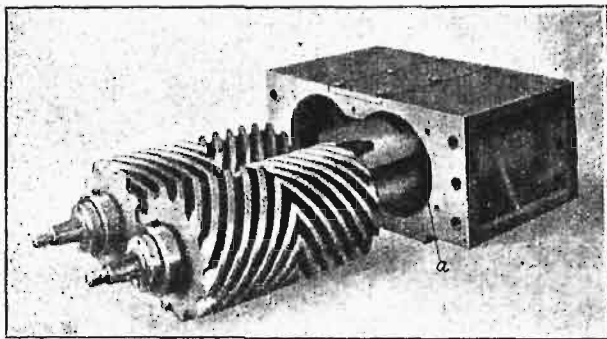
lub podstawiając wyrażenia (16) na  $a_0$  i  $a_1$ :

$$S_e = \frac{\eta_1}{3p} \left[ \frac{c_{ye} - c_{yo}}{c_{xe} - c_{xo}} \ln \frac{c_{xe}}{c_{xo}} - 2 \left( \frac{c_{yo}}{c_{xo}} - \frac{c_{ye}}{c_{xe}} \right) \right] \quad \dots \quad (17)$$

Dodatkowa ta odległość  $s_e$ , przebyta do chwili, gdy samolot jest już w stanie lecieć przy ką- natarcia  $i_o$ , jest niejako premją za przeciążenie samolotu materiałami pędnymi o wadze:  $Q_e - Q_o$ .

## Zębate silniki powietrzne z uzębieniem daszkowym<sup>\*)</sup>

Pierwsze silniki z uzębieniem daszkowym zbudowane zostały mniej więcej przed szesnastu laty, a pierwszy odnośny patent zgłoszony został przez van Deventer'a w r. 1912, w St. Zjedn. A. Półn. Patent ten wykorzystany został przez Buffalo Forge Co. do budowy takich silników o napędzie parą. Czy i w jakim stopniu znalazły one wtedy zastosowanie — niewiadomo, przypuszczać jednak można, że, przy ówczesnym stanie techniki warsztatowej, obróbka kół zębatach nie mogła być zby-



Rys. 1. Wirniki i kadłub silnika powietrznego z uzębieniem daszkowym.

dokładna; również budowa łożysk wałeczkowych, na których wspiera się wał wirnika, nie była jeszcze rozpowszechniona tak, jak obecnie.

Rozwój silników zębatach datuje się dopiero od chwili, gdy napęd parowy zmieniono na powietrzny oraz gdy zastosowano łożyska wałeczkowe.

W Anglii i w Ameryce silniki omawiane znalazły zastosowanie do napędu maszyn wrębowych; podobnie i w Niemczech, pierwszy zbudowany tam silnik z uzębieniem daszkowym zastosowany został w górnictwie, osiągając w krótkim czasie znaczną wziętość.

Silnik opisywany tworzą dwa zazębiające się

wirniki z uzębieniem daszkowym (rys. 1), umieszczone we wspólnym kadłubie, z bardzo małym luzem między obwodami wirników i wnętrzem kadłuba (rys. 1). W kadłubie znajdują się otwory  $a$ , przez które dopływa sprężone powietrze; na rys. 2 widoczne są również przepunktowane kanały wlotowe. Sprężone powietrze wypełnia szczeliny  $b$  i  $c$  oraz  $b_1$  i  $c_1$ ; powietrze znajdujące się w szczelinie  $b$  cisnie na wirnik  $d$  w kierunku stycznym do jego obwodu, przyczem nacisk ten równy jest iloczynowi powierzchni parcia (wysokość zęba  $\times 2x$ ) przez ciśnienie jednostkowe powietrza. Gdy ząb wirnika minie kanał powietrzny, okres wlotu powietrza jest dla niego skończony, a ponieważ luzy między zębami zwiększają się, powietrze rozpręża się, oddając pracę wirnikowi. Z chwilą gdy luz między rozpatrywanymi zębami obu wirników staje się tak duży, że przestają się one zazębiać, praca powietrza w silniku jest ukończona i, przez odpowiednie kanały wylotowe w kadłubie, uchodzi ono na zewnątrz. Moment skręcający wirniki równa się iloczynowi z wysokości zębów, szerokości i średniego promienia koła wirnikowego raz średniego nadciśnienia w szczelinie między współpracującymi ze sobą zębami obu wirników. Wielkość tego średniego nadciśnienia zależna jest od napełnienia. Rozwiązanie konstrukcyjne silnika widzimy na rys. 3. Wirniki podparte są w łożyskach wałeczkowych wbudowanych w pokrywy kadłuba. Ażeby uniknąć ścierania płaszczyzn czołowych wirnika, musi on być unieruchomiony w kierunku przesuwu osiowego, co się osiąga, w zależności od warunków, w jakich pracuje silnik, — albo zapomocą specjalnych łożysk oporowych, albo zapomocą łożysk wałeczkowych, zbudowanych w ten sposób, że prócz nacisków promieniowych przenoszą również i osiowe.

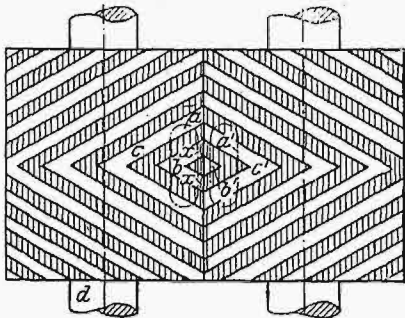
Zbudowanie nawrotnego silnika z uzębieniem daszkowym nie nastęrcza teoretycznie większych trudności, należy bowiem tylko doprowadzić sprężone powietrze z przeciwnej strony wirnika, a otwory wlotowe umieścić nie w środku wirników, lecz przy ich zewnętrznych krawędziach. Otwory

<sup>\*)</sup> Wedł. art. w Z. d. V. d. I., t. 72 (1928), str. 1927—1930.

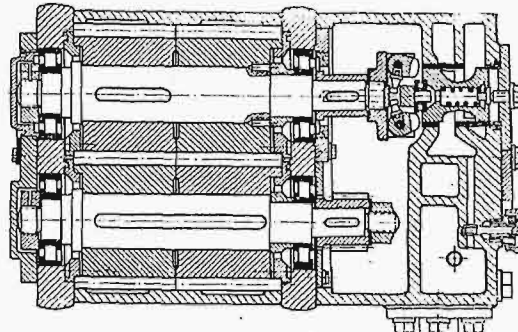
wlotowe przeciwne obecnemu kierunkowi obrotu silnika połączone są z powietrzem zewnętrznym.

W praktyce natomiast trudności wynikają z tej racji, że w silnikach o działaniu jednokierunkowym wewnątrz kadłuba rozszerza się po stronie zbiegających się zębów wirników, podczas gdy w silnikach nawrotnych kadłub obejmuje wirniki aż do otworów wylotowych. Powietrze, znajdujące się w szczelinach, jest przy zasilaniu bocznym odcięte od powietrza zewnętrznego wewnętrzną po-

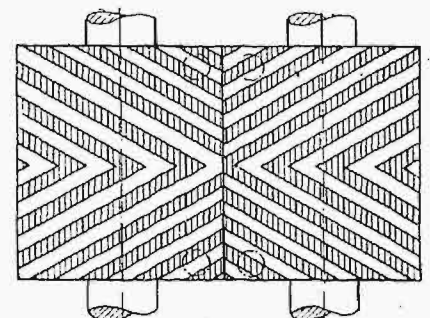
wadza się od góry. Silnik nawrotny, zbudowany w ten sposób, nie wykazał ani większego rozchodu sprężonego powietrza, ani też spadku mocy w stosunku do silnika o obrocie jednokierunkowym, posiada natomiast inną wadę — bardzo kosztowną budowę. Ponadto konstrukcja jego jest nader zawiłkana, gdyż jednym przełączeniem dźwigni należy odciąć dopływ powietrza po jednej, włączyć zaś po drugiej stronie oraz podnieść i opuścić półki kadłuba.



Rys. 2. Środkowy dopływ powietrza do wirników.



Rys. 3. Przekrój silnika z uzębieniem daszkowym.

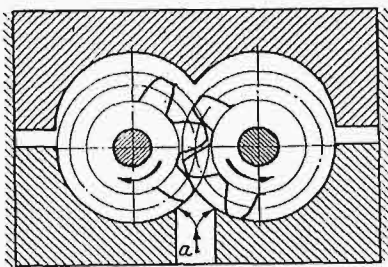


Rys. 4. Boczne doprowadzanie powietrza do wirników.

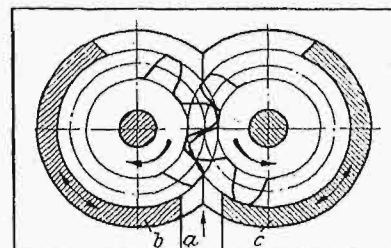
wierzchnią kadłuba, ściankami zębów oraz płaszczyznami czołowymi wirników. Przy wejściu powietrza na wirniki przez otwory *a*, umieszczone w dolnej części kadłuba (rys. 1), rozpocznie się, od chwili zazębienia odpowiadających sobie zębów na górnych półkach wirników, sprężanie powietrza znajdującego się w szczelinach międzyzębnych które będzie trwało aż do ustawienia się tych szczelin naprzeciw kanałów służących do wlotu przy odwrotnym kierunku obrotu silnika. Zjawisko to przyczynia się do zmniejszenia momentu skręcającego, rozwijanego przez silnik, i to tem bardziej, im mniejsze jest napełnienie silnika. Można by wprowadzić przez zwiększenie napełnienia dla obu kierunków obrotu silnika wyrównać, albo chociaż zmniejszyć niepożądane straty sprężania powietrza, uzyskując większą moc silnika, w tym wypadku jednak uległoby również znacznemu powiększeniu rozchód sprężonego powietrza, i główna zaleta silni-

innym sposobem uniknięcia hamowania wirników wskutek sprężania powietrza jest stosowanie specjalnych, zaopatrzonych w odpowiednie wycięcia tulejek (rys. 6), w których wirują oba koła z uzębieniem daszkowym. Kierunek obrotu wirników, zamkniętych w tulejach *b* i *c*, mogących się obracać w kadłubie silnika, zmienia się przez przekręcenie tulei *b* w kierunku wskazówki zegara, tulei *c* zaś — w kierunku przeciwnym, — jak wskazują strzałki. Wówczas oczywiście wlot sprężonego powietrza i wylot rozprężonego zamieniają się miejscami.

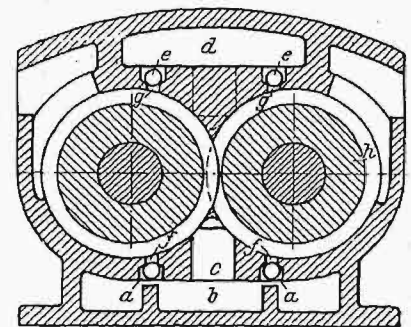
Odmienne wreszcie rozwiązaniem jest silnik zaopatrzony w zawory kulkowe, sterowane samoczynnie, przez powietrze sprężone — pędzące oraz przez wtórnie sprężone. Jeżeli wirnik *h* (rys. 7) obraca się w kierunku przeciwnym wskazówce zegara, powietrze sprężone doprowadzane jest, po



Rys. 5. Podział kadłuba dla uniknięcia wtórnego sprężenia powietrza.



Rys. 6. Silnik zębany powietrzny z okręcaniami tulejkami.



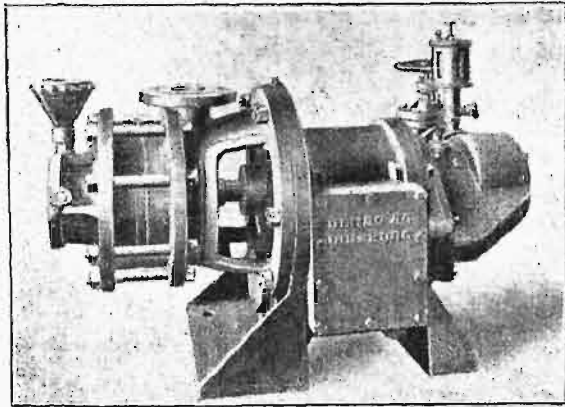
Rys. 7. Silnik powietrzny z zaworami kulkowymi.

ka z uzębieniem daszkowym — oszczędna eksploatacja — zastałaby stracona.

Sprężania powietrza na zbiegających się półkach wirników starano się unikać różnymi sposobami, np. przez podział kadłuba, jak wskazano na rys. 5. Przy ruchu wirników w kierunkach strzałek, dolna część kadłuba zostaje przysunięta do wirników, górna zaś odsunięta, przyczem powietrze doprowadzane jest od dołu. Przy zmianie kierunku obrotu, przybliży się do wirników górną część kadłuba, oddala zaś dolną i powietrze dopro-

przełączeniu specjalnego suwaka rozrządczego, do komory *b*, podczas gdy jednocześnie komora *d* połączona zostaje z powietrzem otaczającym. Wskutek nadciśnienia powietrza, zaworki kulkowe *a* do ciskają się do swych siodeł, zamykają otwory *f*, a sprężone powietrze, wchodząc na wirniki przez otwór *c*, powoduje ich obracanie się. Jednocześnie kulki *e*, znajdujące się w komorze *d*, zostają uniesione działaniem powietrza, sprężonego wtórnie przy ruchu wirników, otwierając *g*, które poprzez komorę *d* łączą się z powietrzem otaczającym. Przy-

zmianie kierunku obrotu wirnika, komorę *d* łączy się z dopływem świeżego powietrza, komorę *b* zaś — z powietrzem otaczającym, poczem proces przebiega analogicznie, jak wyżej. Rozwiązanie to podraża nieznacznie tylko konstrukcję, która i nadal pozostaje dość prosta, a nowe przybywające części, jak kulki, suwak sterujący i t. d., nie są zbyt kosztowne.



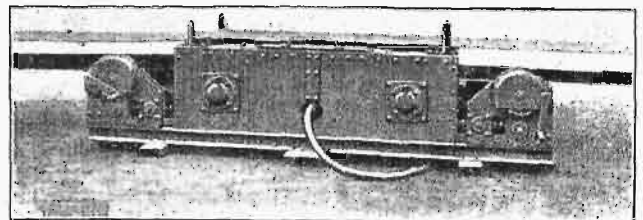
Rys. 8. Silnik powietrzny sprzęgnięty z pompą wirnikową.

Warto zaznaczyć, że podczas gdy w czasie ruchu wirnika w kierunku strzałek, utworzonych przez jego uzębienie, powietrze uszczelnione jest między ścianką kadłuba i ściankami zębów wirnika współpracującego, to przeciwnie — przy zmianie kierunku obrotu wirnika uszczelnianie powietrza winno mieć miejsce również przy bocznych ściankach kadłuba. Dlatego też, aby uniknąć niepożądanych przepływów sprężonego powietrza, luzy między bocznymi ściankami kadłuba a czołowymi płaszczyznami wirników nie powinny być zbyt duże. Powyższe okoliczności tłumaczą, dlaczego w silnikach nawrotnych rozchód sprężonego powietrza dla jednego kierunku obrotu jest nieco większy niż dla przeciwnego. Van Deventer radzi w swoim opisie patentowym wyrównać warunki pracy wirnika, przy obu kierunkach obrotu, zapomocą profilu Z-owego uzębienia wirników. Stosowanie jednak podwójnego zbiegu linii śrubowych na wirniku w kształt daszkowy podraża konstrukcję wirnika o ok. 50%, bez odpowiedniego zwiększenia mocy silnika; również i budowa kadłuba jest przy profilu Z-owym mniej zwarta, niż przy zwykłym uzębieniu daszkowym.

Innym sposobem polepszenia pracy silnika

przy kierunku biegu odwrotnym do kierunku strzałek uzębienia jest stosowanie uszczelnienia labiryntowego (rys. 3), które polega na tem, że tarcze, połączone na stałe z wirnikiem, poruszają się z bardzo małym luzem w odpowiednich wycięciach kadłuba. Powietrze sprężone przepływa więc obecnie w kierunku łożysk przez szereg krętych szczelin, w których zostaje silnie zdławione, co przyczynia się do zmniejszenia strat skutkiem nieszczelności.

Na przedłużeniu wałka jednego z wirników (rys. 3) osadzone jest kółko zębate, z którego przenosi się moment skręcający, rozwijany przez silnik, na wałek przystawkowy. Przystawiając przekładnię w skrzynce zmianowej, osiągać można różne prędkości kątowe i różne momenty skręcające na wałku pędzonym. Równomierność biegu zapewnia regulator odśrodkowy, umieszczony na wałku drugiego wirnika i oddziaływujący na klapę dławiącą. Liczba obrotów waha się od 3500 obr./min w małych silnikach do 1200 obr./min w większych jednostkach. Rozchód powietrza w silnikach zębatych średniej wielkości wynosi ok.  $0,6 \text{ m}^3/\text{KM min}$  w przeliczeniu na powietrze o ciśn. atmosferycznym. W porównaniu z silnikami tłokowymi, zębate silniki powietrzne charakteryzuje nie tylko mały rozchód powietrza, lecz i niewielkie zużycie smaru, wynoszące dla silnika 10 KM zaledwie ok. 0,25 l na jedną zmianę.



Rys. 9. Silnik powietrzny do napędu przenośnicy taśmowej.

Wspomniano wyżej o zastosowaniu silników zębatych do napędu wrębówek; oczywiście, jest to przykład jednego z bardzo wielu możliwych sposobów jego zastosowania. Powietrzny silnik wirnikowy może być np. z pełnym powodzeniem sprzęgnięty z pompą odśrodkową (rys. 8), szczególnie tam, gdzie zależy na oszczędzeniu miejsca. Na rys. 9 widzimy zastosowanie silnika zębatego do napędu przenośnicy taśmowej; z powodu zwartej budowy, silnik umieszczony jest całkowicie pod taśmą, co chroni go doskonale od uszkodzenia.

Th.

## PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

### KOLEJNICTWO.

#### Lokomotywa elektryczna o mocy 4 000 KM.

Szwajcarskie koleje związkowe zainstalowały ostatnio lokomotywę elektryczną o mocy 4000 KM, mającą służyć do prowadzenia ciężkich pociągów pośpiesznych przez obszar tunelowy kolei górskiej Lötschbergbahn. Lokomotywa posiada 6 osi napędzanych dwunastu silnikami oraz z przodu i z tyłu po jednej osi tocznej. Każdy z silników rozwija moc 375 KM. Napięcie w sieci elektrycznej wynosi 15000 V, ale zostaje przetwarzane na 880 V. Lokomotywa obliczona

była na siłę pociągową 34000 kg. Całkowita waga lokomotywy wynosi ok. 140 t; obciążenie osi ok. 19 t. Długość lokomotywy (między zderzakami) — 20,26 m, rozstawienie osi skrajnych — 16,8 m. Wobec tego, że, ze względu na danie możliwości pokonywania silnych zakrętów, należałoby zastosować koła możliwie małe — przy wielkiem, wynoszącym ok. 10 t, obciążeniu na koło, zastosowano specjalnego rodzaju elastyczne połączenia sprężynowe kół z osiami; zwiększyło to, z konieczności, grę sprężyn. W czasie prób, wykazała lokomotywa siłę pociągową 550 t przy wzniesie-

niach 37  $\%$  i przy szybkości 50 km/h. Część elektryczną lokomotywy wykonały zakłady Sécheron w Genewie, konstrukcję — zakłady Breda w Medjolanie (The Engineer, 25 stycznia 1929 r., str. 97).

**SILNIKI SPALINOWE.**

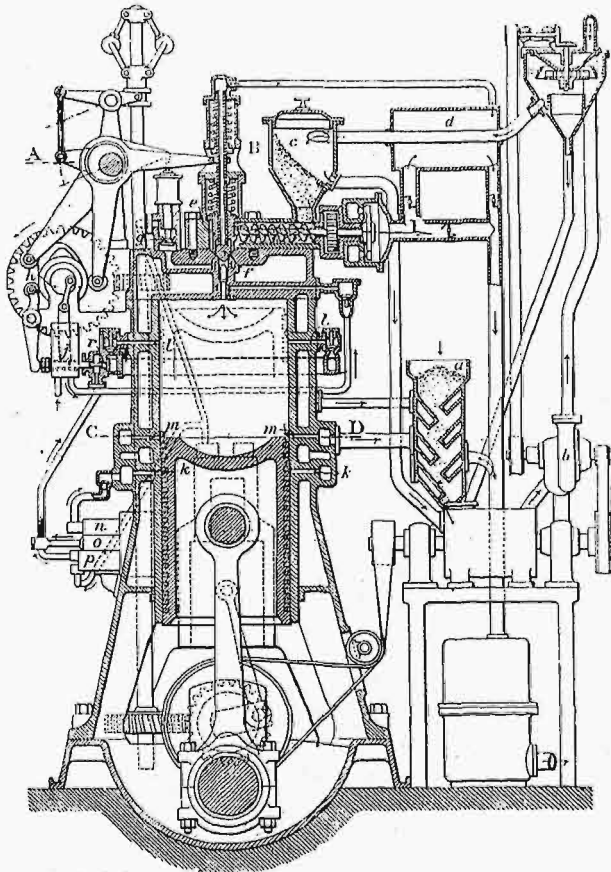
**Silnik spalinowy na pył węglowy.**

Ujemną cechą silnika wysokoprężnego jest to, że pracuje on dotychczas niemal wyłącznie ropą naftową — pali-

na celu wytworzenie płynnego paliwa zastępczego, które mogłoby być spalane w istniejących dziś typach silnika Diesel'a. W innym kierunku szły prace, mające na celu przystosowanie silnika Diesel'a do bezpośredniego spalania pyłu węglowego, co ze względu na ekonomiczną stronę zagadnienia byłoby niewątpliwie rozwiązaniem najkorzystniejszym.

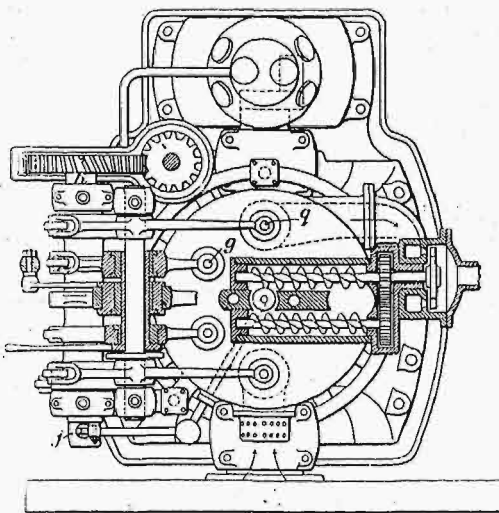
W N-rze 42 „Przeł. Techn.” z r. ub., na str. 819—820 omówiliśmy w paru słowach wyniki osiągnięte przez inż. R. Pawlikowskiego — wynalazcę pierwszego bodaj, pracującego przemysłowo, silnika wysokoprężnego na pył węglowy. Obecnie podamy według „Engineering” z dnia 28.IX.1928 r. dalszy ciąg opisu tegoż silnika, o mocy 80 KM i 160 obr./min, dotyczący się jego strony konstrukcyjnej.

Główna trudność budowy silnika na pył węglowy polega na wprowadzeniu dawki pyłu do przestrzeni paliwowej,



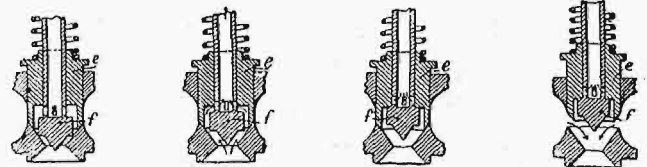
Rys. 1. Przekrój pionowy silnika „Rupa” na pył węglowy.

wem dość kosztownem, którego zapasy, wobec olbrzymiej konsumpcji, zmniejszają się szybko i w niedługiej już stosun-



Rys. 2. Przekrój poziomy głowicy.

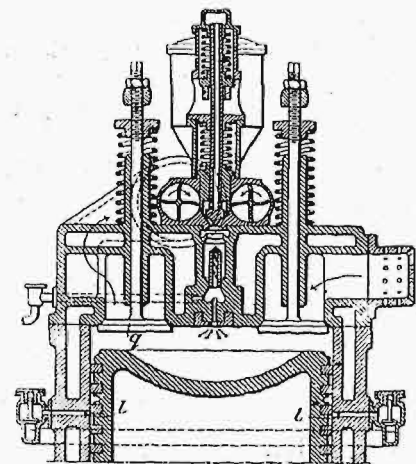
kowo przyszłości ulegną zapewne zupełnemu wyczerpaniu. Różne metody upłynniania węgla, t. j. wytwarzania paliwa ciekłego zapomocą dystylacji i uwodorniania węgla, miały



Rys. 3. Kolejne fazy otwierania się zaworów paliwowych.

w której panuje prężność 30 kg/cm<sup>2</sup>, bez zlepiania się pyłu w większe zbiorowiska. Zachowanie zupełnej szczelności organów doprowadzających, miarkowanie dawek paliwa odpowiednio do każdorazowego obciążenia silnika, a wreszcie spalanie dawki w granicach tylko jednego suwu, bez osiadańia koksu na ściankach cylindra, — nastęrczało również poważne przeszkody. Wdmuchiwanie pyłu do przestrzeni paliwowej silnika rozwiązane zostało w sposób następujący.

Węgiel zasypywany jest do zbiornika a (rys. 1), w którym poddawany jest wstępemu suszeniu zapomocą wymiany ciepła ze spalinami i z wodą, chłodzącą cylinder silnika. Ze zbiornika tego węgiel zasysany jest przez wentylator do niżej położonego młynka odśrodkowego; cząsteczki zmielone niedokładnie powracają do młynka, przyczem twarde grudki, które nie mogą być dość mialko rozdrobione — zostają z młynka usuwane w stałych odstępach czasu, paliwo zaś,



Rys. 4. Przekrój pionowy głowicy.

posiadające już dostateczną mialkość, przedostaje się do ogrzewacza d, w którym wzrost temperatury uzyskuje się podobnie, jak w zbiorniku a, następnie — do skrzyni c. Poniżej tej skrzyni obracają się, w kierunku przeciwnym względem siebie, dwa ślimaki, z których jeden podaje dyszy mieszanie pyłu i powietrza, drugi zaś odprowadza nadmiar węgla do zbiornika c. Ślimaki napędzane są bądź zapomocą turbinki zasilanej gazami wydechowymi, bądź zapomocą specjalnego silnika elektrycznego. Dysza oddzielona jest od aparatury podającej paliwo dwoma zaworami e i f, z których

pierwszy odcina dostęp do ślimaków, drugi zaś do dyszy. Trzonek zaworu  $f$  jest wydrążony i połączony z rurą wydechową. W celu zmniejszenia rozchodu sprężonego powietrza, przestrzeń, zawarta między temi zaworami, oraz ich wolne przekroje winny być bardzo niewielkie; osiąga się to przez stożkowe zakończenie zaworu  $f$ , tak, że utworzony przy wzniesieniu się tego zaworu wolny przekrój odpowiada dokładnie ilości paliwa i powietrza. Średnica zaworu  $e$  ograniczona jest do minimum, obwód zaś zaworu  $f$  styka się z siedłem ostremi krawędziami, aby móc rozgnieść cząsteczki węgla, hamujące opadanie zaworu, którego dostateczną szczelność, nawet po zbitciu się powierzchni styku, zapewnia silna sprężyna. Powietrze wdmuchujące pył sterowane jest zaworem  $g$ , odcinającym je od przewodu łączącego się z zaworem  $f$ . Oba zawory  $e$  i  $f$  napędzane są przez dźwignię kolankową, która z kolei czerpie ruch swój od wałka kulakowego  $h$ , pędzonego przez wał korbowy za pośrednictwem przekładni śrubowych. Zmiana skoku zaworu  $f$  nastawiana jest przez regulator, który wpływa na położenie wałka mimośrodowego, na którym osadzona jest dźwignia kolankowa. W wycięciu pierścieniowym zaworu  $e$  wspiera się przy podnoszeniu odpowiedni występ  $f$ , powodując unoszenie się zaworu  $e$ . Jeżeli dla ułatwienia zapłonu pyłu węglowego wtryskuje się do cylindra silnika nieco ropy, tłoczycy ją zapomocą pompki  $j$ , napędzanej od wałka kulakowego, do przewodu prowadzącego do dyszy, w który wstawiony jest zaworek zwrotny.

Działanie mechanizmu paliwowego odbywa się w następującej kolejności. Po otwarciu się zaworu  $f$  gazy znajdujące się w dyszy wypływają przez otwory, wywiercone w trzonku zaworu  $f$ , i następnie przez sam wydrążony trzonek; przy dalszym podnoszeniu się zaworu, otwory te zostają przysłonięte, poczem otwiera się zawór  $e$  i mieszanina pyłu węglowego i powietrza dostaje się do dyszy. Ponieważ ma to miejsce w czasie suwu zasysającego tłoka, a więc w czasie, gdy w cylindrze panuje podciśnienie, przeto i w dyszy, połączonej stale z cylindrem, zaznacza się działanie zasysające, które sprzyja prawidłowemu wprowadzeniu dawki. Wynalazca przypisuje ogromne znaczenie tej depresji i, zdaniem jego, brak jej powodował ujemne wyniki pierwszych prób z silnikami spalinowymi na pył węglowy.

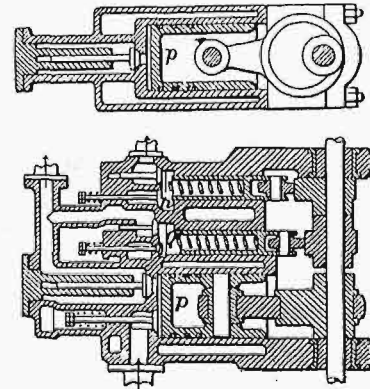
Po wprowadzeniu paliwa do komory paliwowej, gromadzi się ono wokół tulei, nawierconej gęsto drobnymi otworkami, której zadaniem jest zatrzymanie większych cząsteczek węgla. W czasie spalania, zawory  $e$  i  $f$  są zamknięte, podnosi się zaś pod działaniem dźwigni i wałka kulakowego zawór  $g$ , wpuszczając do dyszy sprężone powietrze, które wdmuchuje pył do cylindra. Na chwilę przedtem wtrysnięta zostaje do cylindra ropa zapłonowa, która zapala się pierwsza, tak, że paliwo stale spala się momentalnie i całkowicie w wytworzonym przez nią płomieniu.

Prócz dyszy zamykanej przez zawór, jak to wyżej opisano, istnieje konstrukcja dyszy otwartej, połączonej stale z cylindrem; to drugie rozwiązanie jest prostsze, ciśnienia każdorazowe w cylindrze i w dyszy są jednakowe, co ułatwia napełnienie komory pyłem węglowym podczas suwu ssącego tłoka, a ponadto osiąga się tu większy odstęp czasu między napełnieniem komory paliwowej i końcem suwu sprężania, co wpływa korzystnie na ogrzewanie się paliwa od ścianek dyszy i resztek spalin oraz na łatwiejszy zapłon. Komora paliwowa winna być dość duża, aby ułatwić gazowanie paliwa, a jednocześnie musi być zbudowana w ten sposób, aby cząsteczki węgla nie przedostały się do cylindra przed chwilą właściwego zapłonu. Ogrzewanie pyłu w komorze posuwano tak daleko, że następowało w niej częściowe spalanie dawki, które powodowało wzrost ciśnienia, dostateczny do wdmuchnięcia pozostałego, niespalonego jeszcze pyłu do przestrzeni kompre-

syjnej cylindra. W tym wypadku stosowanie powietrza sprężonego okazało się zbędne. Komora paliwowa oddzielona jest od cylindra długim i wąskim przewodem, zmniejszającym ochładzanie się komory w czasie suwu ssącego tłoka.

Usuwanie popiołu z cylindra odbywa się przez trzy grupy otworów  $l$ ,  $m$  i  $k$ . Otwory  $l$  zamykane są przez tłok, w okolicy jego górnego punktu zwrotnego, i połączone są z kanałem pierścieniowym, w który wstawiono zaworki w celu uniemożliwienia odpływu gazów. Do otworów tych dopływa powietrze sprężone z pompki  $o$ . Otwory  $m$  otwierają się, gdy tłok znajduje się w okolicy dolnego punktu zwrotnego i łączą się z przewodem pierścieniowym, prowadzącym do suszarki  $a$ . Trzecia grupa otworów  $k$  zamknięta jest gdy tłok znajduje się w dolnym punkcie zwrotnym i łączy się z pompką oczyszczającą  $n$ . Do trzeciej pompki  $p$  doprowadzane jest sprężone powietrze wtryskowe, które zostaje w niej w dalszym stopniu sprężone. Wszystkie trzy pompki napędzane są od wałka pionowego, pompka  $p$  zapomocą mimośrodów, pompki zaś  $m$  i  $n$  — kulakami.

Mechanizm oczyszczający cylinder z popiołu działa w sposób następujący. Gdy tłok znajduje się w dolnym punkcie zwrotnym, spaliny uchodzą przez otwory  $m$ , cząsteczki popiołu zaś osiadają na tłoku lub na pierścieniach. Powietrze sprężone, dopływające przez kanał  $k$ , przeciska się między ścianką cylindra a pierścieniami w kierunku wylotu.



Rys. 5. Napęd wysokoprężnej pompki powietrznej.

Gdy tłok porusza się ku głowicy, górne pierścienie jego zgarniają osad ze ścianek cylindra, poczem osad ten zostaje wyrzucony w stronę zaworu wydechowego przez strumień powietrza sprężonego, dopływającego przez otwory  $l$ . Zawór  $r$ , który odcina dopływ powietrza, otwiera się, gdy tłok osiągnie poziom otworów  $l$ . Smar doprowadzony być może razem ze sprężonym powietrzem zapomocą pompki  $p$  i w ten sposób będzie smarować pierścienie tłokowe.

Jak widzimy, silnik wysokoprężny na pył węglowy różni się tem zasadniczo od silnika Diesel'a na paliwo ciekłe, że sprężanie powietrza i ogrzewanie pyłu węglowego, zassanego już w czasie suwu ssącego do komory paliwowej, odbywa się tu jednocześnie w ciągu całego skoku sprężania.

Jest to znaczne ulepszenie, gdyż dla analogicznych procesów rozporządzamy w silniku na pył węglowy czasem 10—15 razy większym, co umożliwia intensywne ogrzanie, a w następstwie szybkie i dokładne spalanie mieszanki pyłu i powietrza.

## Sprostowanie.

W zeszytach 6 7 i 8 „Przełądu Technicznego” zamieszczone były w dziale „Bibliografja” sprawozdania o pracach p. inż. T. Zubrzyckiego bez podania inicjałów autora tych sprawozdań.

Prostując tedy tę omyłkę drukarską, zaznaczamy, iż autorem sprawozdań tych jest p. Dr. A. Rożański, Profesor Uniwersytetu Jagiellońskiego.



## POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO

## BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE STANDARDISATION

## T R E Ś Ć :

Wykaz Komisyj i Podkomisyj  
P. K. N.  
Projekty polskich norm rur  
gwintowanych.

## WARSZAWA

20 MARCA

1929 R.

## S O M M A I R E :

Liste des Comissions et Sous-  
commissions du Comité Po-  
lonais de Standardisation.  
Projets des normes polonaises  
des tubes.

## Wykaz Komisyj i Podkomisyj Polskiego Komitetu Normalizacyjnego

Sekretarz Generalny: Prof. Antoni Rogiński.

### I. Komisja Ogólna.

Prezes: inż. Piotr Drzewiecki — w/m. Jerozolimka 71, tel. 2-06. Sekretarz: Henryk Jętkiewicz — w/m. Biuro Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Elekoralna 2, parter, wejście z podwórza, tel. 88 wewn.

#### Podkomisje:

1) Podkomisja słownictwa, symbolów i znakowań. Przewodniczący: vacat.

2) Podkomisja norm wytrzymałościowych. Przewodniczący: Prof. Maksymilian Huber, w/m. Lwowska 12 m. 5, tel. 107-92.

3) Podkomisja kreślenia technicznego. Przewodniczący: prof. Antoni Rogiński, w/m. Koszykowa 75, m. 11, tel. 94-17. Sekretarz: vacat.

4) Podkomisja gatunków papieru i ustalenia warunków technicznych dostawy. Przewodniczący: Dr. Edward Natanson, w/m. Królewska 10, tel. 68-88.

5) Podkomisja normalizacji mebli i urządzeń biurowych. Przewodniczący: inż. J. Wojciechowski, w/m. Min. Komunikacji, Laboratorium Badań Psychotechnicznych. Sekretarz: Kazimierz Jabłowski, w/m. Lwowska 11, tel. 38-28 i 43-91.

6) Podkomisja gospodarstwa domowego. Przewodnicząca: Irena Szumlakowska, w/m. Mokotów, Willowa 1 m. 1, tel. 241-51.

Sekcja: naczyń gospodarskich.

### II. Komisja Hutnicza Nr. 1 normalizacji żelaza i stali.

Przewodniczący: inż. Stefan Korzycki. Związek Polskich Hut Żelaznych, w/m. Mazowiecka 5, tel. 155-73. Sekretarz: inż. Antoni Dzik, w/m. Związek Polskich Hut Żelaznych, tel. 155-53.

### III. Komisja Hutnicza Nr. 2 normalizacji metali z wyłączeniem żelaza i stali.

Przewodniczący: Prof. Jan Czochrański, w/m. Filtrowa 13, tel. 94-10. Sekretarz: vacat.

### IV. Komisja Rurociągów.

Przewodniczący: inż. Józef Konopka, w/m. Koszykowa 29 m. 14. Związek Gospodarczy Gazowni i Zakładów Wodociągowych w Państwie Polskiem, tel. 334-26. Sekretarz: vacat.

#### Podkomisje:

1) Podkomisja rur i kształtek żeliwnych. Przewodniczący: inż. Józef Konopka. Sekretarz: vacat.

Sekcje: a) Sekcja rur i kształtek żeliwnych wodociągowych. Przewodniczący: prof. inż. Radziszewski Ignacy, w/m. Politechnika, tel. 149-21. Sekretarz: inż. Jan Pomorski, w/m. Lipowa 2, tel. 22-78.

b) Sekcja rur i kształtek żeliwnych gazowych. Przewodniczący: dyr. Antoni Dziurzyński, Poznań, Gazownia. Sekretarz: inż. Edward Truszkowski, w/m. Gazownia na Ludnej, tel. 205-10.

2) Podkomisja kanalizacyjna. Przewodniczący: prof. Ign. Radziszewski, w/m. Politechnika. Sekretarz: inż. Jan Pomorski, w/m. Lipowa 2, tel. 22-78.

Sekcje: a) rur i kształtek żeliwnych i żelaznych, b) rur i kształtek glinianych, kamionkowych i cementowych, c) kanałów.

3) Podkomisja rur i łączników gwintowanych. Przewodniczący: inż. Franciszek Bąkowski w/m. F-ma „Drzewiecki i Jeziorański”, Al. Jerozolimskie 71, tel. 77-57. Sekretarz: Waclaw Wierciochowski, w/m. Instytut Wodociągowo-Kanalizacyjny, Karowa 31, tel. 518-31.

Sekcje: a) rur gwintowanych, b) gwintów rurowych, c) łączników. Przewodniczący: inż. Fr. Bąkowski, w/m. Al. Jerozolimskie 71. Sekretarz: inż. Mirosław Sokolowski, w/m. Warecka 10, m. 7.

4) Podkomisja rur i kształtek żelaznych kielichowych i kołnierzyowych. Przewodniczący: Dyr. Stanisław Alexandrowicz, Lwów, Wodociągi. Sekretarz: inż. Bogdan Benedyktowicz, Lwów, Wodociągi.

5) Podkomisja rur i kształtek metalowych. Przewodniczący: inż. Fr. Bąkowski, w/m. Al. Jerozolimskie 71.

6) Podkomisja rur wiertniczych. Przewodniczący: prof. J. Fabjański, Lwów, Politechnika. Sekretarz: inż. St. Jarmroz, Lwów, Politechnika.

7) Podkomisja gazomierzy i połączeń. Przewodniczący: inż. Włodzimierz Pietraszewicz, w/m. Główny Urząd Miar, Elekoralna 2.

8) Podkomisja przyborów gazowych. Przewodniczący: dyr. Mieczysław Seifert, Kraków, Gazownia.

9) Podkomisja uzbrojeń. Przewodniczący: dyr. inż. St. Bujalski, w/m. Traugutta 4.

### V. Komisja Pożarnicza.

Przewodniczący: inż. Ludwik Piekarski, dyrektor Polskiego Instytutu Wodociągowo-Kanalizacyjnego, Karowa 31, tel. 518-31. Sekretarz: J. Sztromajer, w/m. Złota 40, tel. 413-00.

#### Podkomisje:

1) Podkomisja przyrządów działających wodą. Przewodniczący: inż. J. Tuliszkowski, w/m. Piękna 44, tel. 511-44. Zastępca: inż. W. Zalewski, Ordynacka 7, m. 1, tel. 28-95.

2) Podkomisja Przyrządów Chemicznych. Przewodniczący: inż. W. Czapliski, w/m. Lwowska 6, tel. 89-00. Zastępca: inż. W. Trapszo, w/m. Piękna 11, tel. 210-41.

3) Podkomisja przyrządów pomocniczych. Przewodniczący p. W. Mierzanowski, w/m. Wspólna 40. Zastępca: A. Mencil, w/m. ul. Czerwonego Krzyża 3, tel. 13-83.

4) Podkomisja przyrządów pochodnych. Przewodniczący: p. J. Sztromajer, w/m. Złota 40. Zastępca: Fr. Kamiński, w/m. Chmielna 24, tel. 51-30.

5) Podkomisja taborów strażackich. Przewodniczący: p. L. Piętka, w/m. Królewska 11, tel. 205-25. Zastępca: H. Markowski, w/m. Praga, Marcinkowskiego 2.

### VI. Komisja Urządzeń Zdrowotnych.

Przewodniczący: inż. Ludwik Piekarski, w/m. Karowa 31. Sekretarz: Waclaw Wierciochowski, w/m. Nowy Świat 9, tel. 66-75.

#### Podkomisje:

1) Podkomisja wodociągowa. Przewodniczący: inż. J. Iwanowski, w/m. Śniadeckich 3, tel. 61-99. Zastępca: inż. M. Strasburger, w/m. Kopernika 26, tel. 70-48.

Sekcje: a) Wodomierzy. Przewodniczący: dyr. Edward Szenfeld, w/m. Dyrekcja Wodociągów i Kanalizacji. Sekretarz: inż. Mieczysław Wielopolski, w/m. Lipowa 2.

2) Podkomisja kanalizacyjna. Przewodniczący: inż. Jan Pomorski, w/m. Lipowa 2, tel. 22-78. Sekretarz: inż. W. Skoraszewski, w/m. Lipowa 1, tel. 2-37.

3) Podkomisja ogrzewnicza. Przewodniczący: inż. prof. H. Czopowski, w/m. Kopernika 28. Sekretarz: inż. J. Zyburt, w/m. Złota 27, tel. 3-99.

**VII. Komisja Budowlana.**

Przewodniczący: inż. Wacław Polkowski, w/m. Spółka „Żelazobeton”, Zórawia 11, tel. 60-24. Sekretarz: inż. Czesław Witkowski, Biuro techniczne P. K. N., w/m. Czackiego 3/5, m. 29, tel. 331-21.

**Podkomisje:**

- 1) Podkomisja ceramiczna. Przewodniczący: inż. Henryk Martens, w/m. Marszałkowska 9, tel. 79-82. Sekretarz: vacat.
- 2) Podkomisja cementowa. Przewodniczący: inż. W. Polkowski.
- 3) Podkomisja drewnianych części budowy. Przewodniczący: inż. W. Polkowski.
- 4) Podkomisja drzewna. Przewodniczący: inż. F. Bobrowski, w/m. Biuro Konstrukcyjnego Żelazobetonowych F. Bobrowski, Rakowiecka 9, tel. 94-18.

**VIII. Komisja Części Maszyn.**

Przewodniczący: inż. Jan Piotrowski, w/m. Marszałkowska 46, tel. 106-22. Sekretarz: vacat.

**Podkomisje:**

- 1) Podkomisja śrub, gwintów, nakrętek i kluczy. Przewodniczący: inż. Jan Piotrowski, w/m. Marszałkowska 46, Stowarzyszenie Mechaników Polskich z Ameryki, tel. 106-22. Sekretarz: vacat.
- 2) Podkomisja nitów i nitowań. Przewodniczący: inż. T. Geritz, w/m. Topolowa 6, m. 7 lub Zakłady Ostrowieckie Wielkich Pieców, w/m. Plac 3-ch Krzyży 3, tel. 7-27 lub 403-48.
- 3) Podkomisja pędni i ogólnych części maszyn. Przewodniczący: inż. Marjan Zakrzewski, w/m. Mokotowska 6, Państwowa Szkoła Budowy Maszyn im. Wawelberga i Rotwanda, tel. 11-72.

**IX. Komisja Techniki Warsztatowej.**

Przewodniczący: prof. Henryk Mierzejewski, m/w. Politechnika, Zakład Obróbki Metali, tel. 56-36. Sekretarz: inż. Aleksander Stulgiński, w/m. Biuro Techniczne P. K. N., Czackiego 3/5, m. 29, tel. 331-21.

**X. Komisja Maszyn.**

Przewodniczący: inż. Stanisław Płuzański, w/m. Przeskok 4, m. 8, tel. 315-61 lub 157-12.

**Podkomisje:**

- 1) Podkomisja maszyn i turbin parowych. Przewodniczący: prof. Wiesław Chrzanowski, w/m. Koszykowa 75, tel. 284-00 lub 95-06.
- 2) Podkomisja silników spalinowych. Przewodniczący: inż. Kazimierz Toepfer, w/m. Marszałkowska 111, m. 13.
- 3) Podkomisja silników wodnych. Przewodniczący: prof. M. Broszko, w/m. Politechnika, Koszykowa 75, tel. 201-01.
- 4) Podkomisja maszyn rolniczych. Przewodniczący: prof. S. Biedrzycki, Nowogrodzka 48, m. 16, w/m.
- 5) Podkomisja podnośników. Przewodniczący: prof. Wacław Suchowiak, w/m. Politechnika, tel. 322-88.
- 6) Podkomisja smarów i oliwienia. Przewodniczący: inż. St. Zarzecki, w/m. Związek Polskich Producentów i Rafinerów, Senatorska 42, tel. 53-95 lub 174-99. Sekretarz: inż. J. Gościcki, w/m. Mokotowska 37, m. 7, tel. 10-83.

**XI. Komisja Samochodowa.**

Przewodniczący: inż. płk. Kazimierz Meyer, w/m. Dyrekcja Zakładów Inżynierskich, Królewska 35, tel. 522-90. Sekretarz: inż. Bolesław Jordan, w/m. Centralne warsztaty samochodowe, Terespolska 34, tel. 522-82.

**XII. Komisja Kociołowa.**

Przewodniczący: inż. Kazimierz Parniewski, w/m. Min. Przemysłu i Handlu, Departament III. Sekretarz: inż. K. Biżański, dyr. Stowarzyszenia Dozoru Kocioł, w/m. Chmielna 2, tel. 95-06.

**Podkomisje:**

- 1) Podkomisja dla opracowania szczegółowych przepisów o budowie kocioł parowych i naczyń pod ciśnieniem. Przewodniczący: inż. Karol Nowicki, Poznań, ul. Ogrodowa 11. (Stow. Dozoru Kocioł).
- 2) Podkomisja dla opracowania przepisów o materiałach do budowy kocioł i naczyń pod ciśnieniem. Przewodniczący: prof. Edmund Chromiński, Kraków, ul. Radziwiłłowska 28.

**XIII. Komisja Technologii Chemicznej.**

Przewodniczący: prof. Edmund Trepka, w/m. Związek Przemysłu Chemicznego, Czackiego 14, tel. 410-14. Sekretarz: inż. Wacław Tymowski, w/m. Związek Przem. Chem., tel. 410-14.

**Podkomisje:**

- 1) Podkomisja środków skażających. Przewodniczący: inż. Józef Kączkowski, w/m. „Technika Gorzelnicza”, Królewska 8, tel. 30-95.
- 2) Podkomisja norm chemicznych cementu portlandzkiego. Przewodniczący: prof. Marceli Struszyński, w/m. Politechnika, tel. 28-26.
- 3) Podkomisja technicznych wyrobów gumowych. Przewodniczący: prof. Edmund Trepka, w/m. Czackiego 14, tel. 410-14. Sekretarz: inż. W. Tymowski, w/m. Czackiego 14, tel. 410-14.
- 4) Podkomisja pokostu i oleju lnianego. Przewodniczący: prof. Marceli Struszyński w/m. Politechnika, tel. 28-26.
- 5) Podkomisja metod analizy węgla kamiennego. Przewodniczący: prof. dr. Józef Zawadzki, w/m. Piękna 58 tel. 58-97 („Grodzisk”).
- 6) Podkomisja trwałości wyfarbowań. Przewodniczący: inż. Włodzimierz Płuzański w/m. Hoża 36. Sekretarz: inż. Wacław Kączkowski, w/m. Politechnika, gmach Chemii, Sekcja a) Sekcja normalizacji czerwieni państwowej, khaki wojskowego i granatu policyjnego.
- 7) Podkomisja farb i lakierów. Przewodniczący: prof. M. Struszyński, w/m. Politechnika.
- 8) Podkomisja produktów suchej dystalacji drzewa. Przewodniczący: inż. A. Tupalski, w/m. Górnośląska 16. Sekretarz: inż. T. Zamoyski, w/m. Czackiego 14, Związek Przem. Chem.
- 9) Podkomisja wyrobów ogniotrwałych i ceramiki szlachetnej. Przewodniczący: inż. Joachim Kanngisser, Szopena 12, m. 5, tel. 250-67. Sekretarz: inż. Grzegorz Zelechowski, w/m. Związek Fabryk Wyrobów Ogniotrwałych i Ceramiki Szlachetnej, Żelazna 64, I piętro, tel. 153-88.

**XIV. Komisja Lotnicza.**

Przewodniczący: inż. Piotr Drzewiecki, w/m. Aleje Jerolimskie 71, tel. 2-06. Sekretarz: inż. Zbigniew Arnd, w/m. Zarząd Zrzeszenia Polskich Przemysłowców Lotniczych, Natolińska 13, m. 2, tel. 303-52.

**Podkomisje:**

- 1) Podkomisja silnika lotniczego. Przewodniczący: inż. Witold Rumbowicz, w/m. Dyr. Wytwórni Maszyn precyzyjnych „Avia”, Siedlecka 63, tel. 58-41.
- 2) Podkomisja płatowców. Przewodniczący: inż. Stanisław Cywiński, Kierownik biura technicznego „Podlaskiej Wytwórni Samolotów” w Białej Podlaskiej. Sekretarz: inż. Klemens Filipowski, w/m. Ministerstwo Komunikacji, Wydział Lotnictwa Cywilnego.
- 3) Podkomisja surowców i półfabrykatów. Przewodniczący: inż. Stefan Twardowski, właściciel f-my „Brandel, Witoszyński i S-ka”, w/m. Grochowska 37.
- 4) Podkomisja sprzętu aerostatycznego. Przewodniczący: major Hilary Grabowski, w/m. M. S. Wojsk.
- 5) Podkomisja słownictwa lotniczego. Przewodniczący: Edmund Jungowski, w/m. Natolińska 13, m. 4, tel. 501-46.

**XV. Komisja Włókiennicza.**

Przewodniczący: inż. Paweł Rumpel, Łódź, Związek Przemysłu Włókienniczego w Państwie Polskim, ul. Piotrkowska 96. Sekretarz: inż. Brunon Guthke, Łódź, jak wyżej.

**Podkomisje:**

- 1) Podkomisja wyrobów bawełnianych.
- 2) Podkomisja wyrobów wełnianych zgrzebnych.
- 3) Podkomisja wyrobów wełnianych czesankowych.
- 4) Podkomisja wyrobów jutowych.

**XVI. Komisja Skór.**

Przewodniczący: Ppułk. Intendentury Paweł Rawicz-Szczerbo, kierownik Biura Badań Technicznych przy Departamencie Intendentury, w/m. Instytut Techniczny Intendentury, Koszykowa 79, tel. 523-10.

**XVII. Komisja Meljoracyjna.**

Przewodniczący: inż. Czesław Zakaszewski, Stołeczne Tow. Budowlane, S. A., w/m. Krakowskie Przedmieście 7, tel. 286-10. Sekretarz: inż. Stanisław Sienkowski.

Podkomisja: słownictwa meljoracyjnego.

**XVIII. Komisja Sortymentu Węgla.**

Przewodniczący: inż. P. B. Markiewicz, Piaski. Poczta Sosnowiec. Sekretarz: vacat.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 czerwca 1929 r.

Polskie Normy.

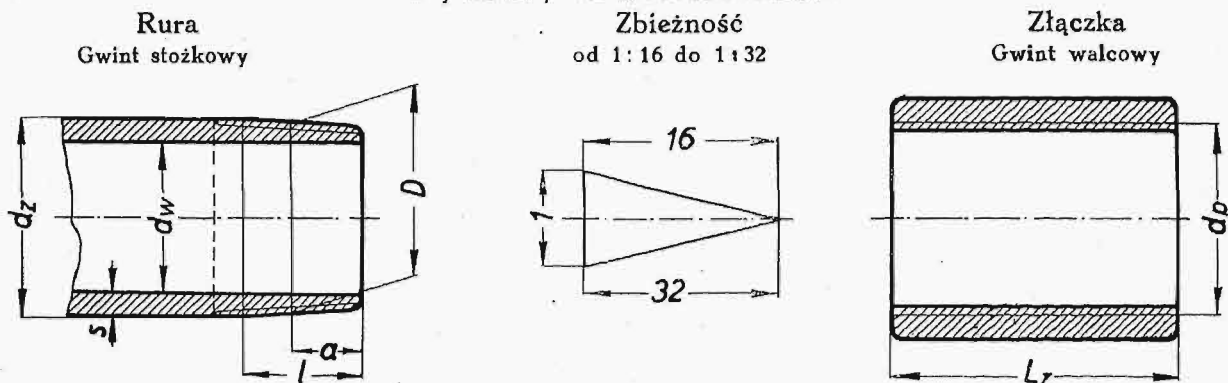
Rury gwintowane

PN  
B—1002  
Projekt

lekkie

Rurociągi

Wymiary w milimetrach.



Przykład oznaczania rury gwintowanej lekkiej średnicy 25 mm:  
RGA 25 (PN B-1002).

Średnica nominalna		Rura				Gwint					Złączka	
mm	cale ang.	średnica zewn.	grubość ścianki	średnica wewn.	teoretyczna waga 1 m rury bez złączki	średnica gwintu	liczba skoków na cal ang.	użyteczna długość gwintu	średnica gwintu mierzy się w oddaleniu od końca rury		najmniejsza dług.	najmniejsza waga
$D_{nom}$		$d_z$	$s$	$d_w$	kg	$D$	$z$	$l$	max.	min.	$L_z$	kg
6	1/8"	10	2	6	0,39	9,729	28	10	5,5	4	20	
8	1/4"	13,25	2,25	8,75	0,61	13,158	19	11	7	5	25	
10	3/8"	16,75	2,25	12,25	0,80	16,663	19	13	8	6	30	
13	1/2"	21,25	2,75	15,75	1,25	20,956	14	16	9	6	35	
20	3/4"	26,75	2,75	21,25	1,63	26,442	14	19	13	10	40	
25	1"	33,5	3,25	27	2,42	33,250	11	22	14	10	45	
32	1 1/4"	42,25	3,25	35,75	3,13	41,912	11	25	17	13	50	
40	1 1/2"	48,25	3,5	41,25	3,86	47,805	11	25	17	13	55	
50	2"	60	3,75	52,5	5,20	59,616	11	28	20	16	60	
70	2 1/2"	75,5	3,75	68	6,64	75,187	11	32	23	18	65	
80	3"	88,25	4	80,25	8,31	87,887	11	35	26	21	70	
90	3 1/2"	101	4,25	92,5	10,14	100,334	11	38	28	22	80	
100	4"	113,5	4,25	105	11,45	113,034	11	41	32	25	85	
110	4 1/2"	126,5	4,25	118	12,81	125,735	11	41	32	25	85	
125	5"	139	4,5	130	14,93	138,435	11	44	35	28	90	
150	6"	163,5	4,5	155,5	17,76	163,836	11	51	42	35	100	

Gwint Whitworth'a do łączników patrz PN B—1063.  
Normalny gwint rury jest stożkowy. Gwint złączki—walcowy; na żądanie gwint złączki może być stożkowy od wymiaru 25 mm wzwyż.  
Średnica gwintu  $D$  mierzy się nad wierzchołkami gwintów w oddaleniu  $a$  od końca rury. Dwa ostatnie zwoje gwintu mogą być niepełne.  
Materiał: stal zlewna; ciężar właściwy w obliczeniu przyjęto 7,85 kg/dcm<sup>3</sup>.  
Wykonanie: 6 tylko spawane na styk, od 8—50 spawane na styk lub ciągnięte bez szwu, powyżej 50 ciągnięte bez szwu lub spawane na zakładkę.  
Wyrabia się jako: czarne, ocynkowane, smołowane i smołowane z owinięciem juty, lecz 6 tylko — jako czarne.  
Dostarcza się w długościach od 4 — 6 1/2 m, z gwintem stożkowym na obu końcach i z jedną nakręconą złączką; na żądanie — bez gwintu i złączki.  
Ciśnienie próbne wodą dla rur bez gwintu 15 atn.

Rury gwintowane ciężkie patrz PN B — 1003.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 15 czerwca 1929 r.  
Polskie Normy.

## Rury gwintowane

PN

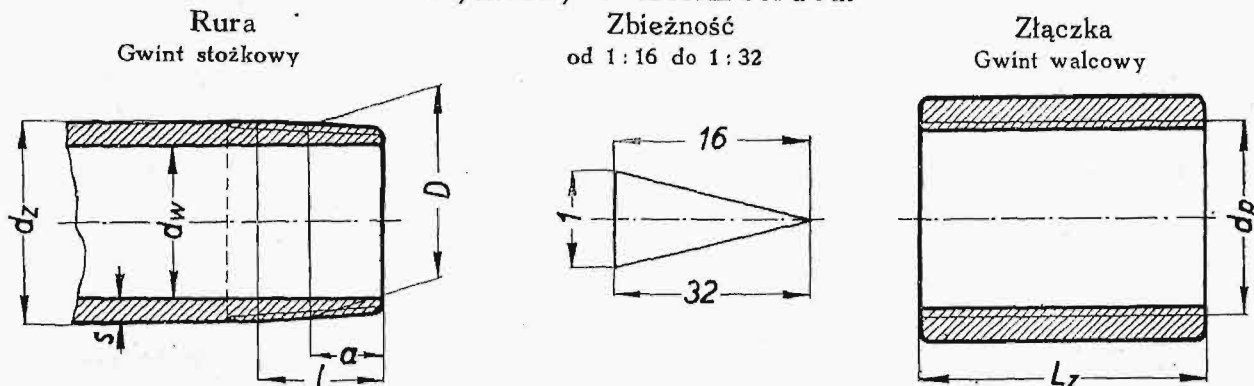
B — 1003

Projekt

ciężkie

Rurociągi

Wymiary w milimetrach.



Przykład oznaczania rury gwintowanej ciężkiej średnicy 25 mm:  
RGB 25 (PN B-1003).

Średnica nominalna		R u r a				G w i n t				Z łączka		
mm	cale ang.	średnica zewn.	grubość ścianki	średnica wewn.	teoretyczna waga 1 m rury bez złączki	średnica gwintu	liczba skoków na c. ang.	użyteczna długość gwintu	śr. gwintu mierzy się w oddaleniu od końca rury		najmniejsza dług.	najmniejsza waga
$D_{nom}$		$d_z$	$s$	$d_w$	kg	$D$	$z$	$l$	max.	min.	$L_z$	kg
6	1/8"	10	2,5	5	0,46	9,729	28	10	5,5	4	20	
8	1/4"	13,25	2,75	7,75	0,71	13,158	19	11	7	5	25	
10	3/8"	16,75	2,75	11,25	0,95	16,663	19	13	8	6	30	
13	1/2"	21,25	3,25	14,75	1,44	20,956	14	16	9	6	35	
20	3/4"	26,75	3,5	19,75	2,01	26,442	14	19	13	10	40	
25	1"	33,5	4	25,5	2,91	33,250	11	22	14	10	45	
32	1 1/4"	42,25	4	34,25	3,77	41,912	11	25	17	13	50	
40	1 1/2"	48,25	4,25	39,75	4,61	47,805	11	25	17	13	55	
50	2"	60	4,5	51	6,16	59,616	11	28	20	16	60	
70	2 1/2"	75,5	4,5	66,5	7,88	75,187	11	32	23	18	65	
80	3"	88,25	4,75	78,75	9,78	87,887	11	35	26	21	70	
90	3 1/2"	101	5	91	11,84	100,334	11	38	28	22	80	
100	4"	113,5	5	103,5	13,38	113,034	11	41	32	25	85	
110	4 1/2"	126,5	5,5	115,5	16,41	125,735	11	41	32	25	85	
125	5"	139	5,5	128	18,11	138,435	11	44	35	28	90	
150	6"	164,5	5,5	153,5	21,56	163,836	11	51	42	35	100	

Gwint Whitworth'a do łączników patrz PN B-1063.

Normalny gwint rury jest stożkowy. Gwint złączki walcowy; na żądanie gwint złączki może być stożkowy od wymiaru 25 mm wzwyż.

Średnica gwintu  $D$  mierzy się nad wierzchołkami gwintów w oddaleniu  $a$  od końca rury. Dwa ostatnie zwoje gwintu mogą być niepełne.

Materiał: stal zlewna; ciężar właściwy w obliczeniu przyjęto 7,85 kg/dcm<sup>3</sup>.

Wykonanie: 6 na żądanie, spawane tylko na styk, od 8 — 50 spawane na styk lub ciągnięte bez szwu, powyżej 50 ciągnięte bez szwu lub spawane na zakładkę.

Wyrabia się jako: czarne, ocynkowane, smołowane i smołowane z owinięciem juty.

Dostarcza się je w długościach od 4 — 6 1/2 m z gwintem stożkowym na obu końcach i z jedną nakręconą złączką; na żądanie — bez gwintu i złączki.

Ciśnienie próbne wodą dla rur bez gwintu 25 atn.

Tolerancje dla rur RGB:

- średnicy wewnętrznej do 40 włącznie  $\pm 0,5$  mm, powyżej 40  $\pm 1\%$  średnicy;
- grubość ścianek w poszczególnych punktach  $\pm 20\%$ , w punktach dowolnego przekroju  $\pm 15\%$ ;
- długości, przy rurach zamówionych na miarę  $\pm 15$  mm — 0 mm;
- wagi; waga oddzielnej rury może wynosić o 15% więcej albo o 10% mniej, waga całej dostawy najwyżej o 10% więcej, a o 7 1/2% mniej, niż waga teoret.

Rury gwintowane lekkie patrz PN B — 1002.

Luty 1929.